

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

Ricardo D'Agnoluzzo Brancher

***DESENVOLVIMENTO E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM
MODELO PARA A PREVISÃO DO DESEMPENHO DE
COMPRESSORES ROTATIVOS DE PISTÃO ROLANTE***

Florianópolis, SC

Outubro de 2013

Ricardo D'Agnoluzzo Brancher

***DESENVOLVIMENTO E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM
MODELO PARA A PREVISÃO DO DESEMPENHO DE
COMPRESSORES ROTATIVOS DE PISTÃO ROLANTE***

Dissertação submetida ao Programa
de Pós-Graduação da Universidade
Federal de Santa Catarina para a
obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica.

Orientador:
Prof. César José Deschamps, Ph.D.

Florianópolis, SC

Outubro de 2013

Ricardo D'Agnoluzzo Brancher

***DESENVOLVIMENTO E VALIDAÇÃO EXPERIMENTAL DE UM
MODELO PARA A PREVISÃO DO DESEMPENHO DE
COMPRESSORES ROTATIVOS DE PISTÃO ROLANTE***

Esta dissertação foi julgada adequada para a obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica" e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, dia 18 de outubro de 2013.

Prof. César José Deschamps, Ph.D
Orientador

Prof. Armando Albertazzi Gonçalves Jr., Dr.Eng.
Coordenador do Curso

BANCA EXAMINADORA

Prof. César José Deschamps, Ph.D.
Presidente

Prof. Jose Alberto dos Reis Parise, Ph.D. (PUC-Rio)

Prof. José Luiz Gasche, Dr.Eng. (FEIS/UNESP)

Prof. Jader Riso Barbosa Jr., Ph.D.

À minha avó, **Holga**,

Aos meus pais, **Lia e Maurício**,

e à **Lari**,

por todo o apoio dado no decorrer deste trabalho.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à vó Holga, por me incentivar a realizar essa importante etapa de minha vida e por ser a melhor vó que um neto poderia ter. Agradeço a Lari, pelo carinho e companheirismo, fundamentais para superar os momentos adversos.

Agradeço aos meus pais, Maurício e Lia, por terem sempre me dado a liberdade de fazer as minhas próprias escolhas e pela confiança que sempre depositaram em mim.

Agradeço ao professor César José Deschamps, orientador deste trabalho, que sempre se mostrou solícito e paciente nas discussões referentes ao trabalho. Agradeço também pelos conselhos dados como amigo. Certamente contribuíram muito em minhas decisões.

Agradecimentos também ao Eng. Fabian Fagotti, da EMBRACO, por todo suporte técnico dado durante o presente trabalho e pelos conselhos profissionais e ao Prof Armando Albertazzi, do LABMETRO, pelos serviços de metrologia prestados.

Aos colegas de curso, Cláudio, Leandro, Ernane, Victor, Marco, Evandro, Elias e Fabiano. Agradecimentos especiais ao Ricarduxo, Eduardo e Sérgio, que contribuíram significativamente para a realização deste trabalho.

Por fim, agradeço à CNPQ, FAPESC e EMBRACO pelo apoio financeiro e técnico.

*“Muda, que quando a gente muda o mundo muda com a gente,
A gente muda o mundo na mudança da mente,
E quando a mente muda, a gente anda pra frente,
E quando a gente manda, ninguém manda na gente.*

*Na mudança de atitude não há mal que não se mude
nem doença sem cura.
Na mudança de postura, a gente fica mais seguro,
Na mudança do presente, a gente molda o futuro.”*

Gabriel, o Pensador

RESUMO

O desempenho de um compressor é afetado por ineficiências elétricas, mecânicas e termodinâmicas. As perdas elétricas estão associadas ao motor elétrico e ao dispositivo de partida do compressor, enquanto que as perdas mecânicas ocorrem devido ao atrito em mancais e ao bombeamento de óleo. As ineficiências termodinâmicas ocorrem nos processos de compressão, expansão, sucção e descarga, originadas por transferência de calor, vazamentos, dinâmica de válvulas, entre outros aspectos. A presente dissertação aborda o desenvolvimento e a validação de um modelo para a previsão numérica do desempenho de compressores rotativos de pistão rolante comumente utilizados em condicionadores de ar. Dados de entrada importantes do modelo foram obtidos experimentalmente, tais como folgas entre componentes móveis, rigidez e frequência natural da válvula de descarga e eficiência do motor elétrico. Visando a acurácia do modelo, áreas efetivas de escoamento e de força associadas aos processos de sucção e descarga foram determinadas através de simulações numéricas do escoamento, incluindo a influência da posição do pistão rolante. Com auxílio de uma bancada, dados experimentais foram obtidos para o diagrama p-V, bem como para eficiências volumétrica e isentrópica. Resultados numéricos foram comparados com dados experimentais e apresentaram concordância satisfatória em diferentes condições de operação, representadas por pares de temperatura de evaporação e condensação, validando o modelo desenvolvido.

Palavras-chave: Compressor rotativo, áreas efetivas de escoamento e de força, simulação de compressores.

ABSTRACT

The performance of a compressor is affected by electrical, mechanical and thermodynamic inefficiencies. Electrical losses occur in the electric motor, while mechanical losses are due to friction in the bearings and oil pumping. Thermodynamic inefficiencies take place in the compression, expansion, suction and discharge processes and are associated with heat transfer, gas leakage, valve dynamics, among other aspects. The present thesis describes the development and validation of a numerical model for predicting the performance of rolling piston compressors commonly used in air conditioners. Relevant input data required by the model, such as clearances between moving parts, valve stiffness and natural frequency and electric motor efficiency, were obtained experimentally. Correlations for effective flow and force areas associated with the suction and discharge processes were derived from flow simulations, including the influence of the rolling piston. Experimental data for p-V diagram, as well as for compressor isentropic and volumetric efficiencies, were obtained in a calorimeter. Numerical predictions were compared with experimental data and showed good agreement in different operating conditions, represented by pairs of evaporating and condensing temperatures, validating the model developed.

Keywords: Rotary compressor, effective flow and force areas, compressor modeling.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Ciclo de refrigeração proposto por Perkins.....	2
Figura 1.2: Diagrama p-h de um sistema de refrigeração ideal.....	2
Figura 1.3: Mecanismo de compressão do compressor alternativo. (a) Pistão no PMS com o volume morto em destaque e (b) pistão no PMI.....	4
Figura 1.4: Mecanismo de compressão do compressor de pistão rolante. Adaptado de Gasche (1996)	5
Figura 1.5: Processos de (a) sucção e (b) compressão e descarga. Adaptado de Gasche (1996)	6
Figura 2.1: Submodelos do modelo de simulação do compressor rotativo.	9
Figura 2.2: Compressor rotativo horizontal. Adaptado de Krueger (1988).	10
Figura 2.3: Vazamentos através das folgas.	11
Figura 2.4: Vazamento pela folga mínima. (a) Geometria de um bocal convergente-divergente. (b) Geometria do modelo utilizado. Adaptado de Yanagisawa (1985a).	12
Figura 2.5: Representação da região da folga mínima. Adaptado de Gasche (2012).	13
Figura 3.1: Fluxograma do submodelo das relações geométricas.	18
Figura 3.2: Parâmetros importantes utilizados nos cálculos das relações geométricas. Adaptado de Gasche (1996).	19
Figura 3.3: Volume ocupado pelo gás na ponta da palheta (Vbt).	19
Figura 3.4: Fluxograma do submodelo termodinâmico.....	22
Figura 3.5: Volumes de controle utilizados na análise da conservação da energia.	24
Figura 3.6: Volumes de controle utilizados na análise dos vazamentos.	27
Figura 3.7: Fluxograma do submodelo das vazões mássicas principais e vazamentos.	31
Figura 3.8: Modelo utilizado no cálculo da vazão mássica pelo orifício de sucção.	32
Figura 3.9: Comportamento da vazão mássica com a razão de pressões.	33

Figura 3.10: Configuração da Válvula. (a) Válvula engastada. (b) Modelo Equivalente. (c) Diagrama de Forças. Adaptado de Krueger (1988).....	34
Figura 3.11: Vazamento através da folga mínima.....	37
Figura 3.12: Vazamento através da folga lateral da palheta.....	39
Figura 3.13: Vazamento através da folga de topo do pistão.	40
Figura 3.14: Vazamento através da folga de topo da palheta.....	43
Figura 3.15: Perdas de potência durante a conversão de energia.	45
Figura 3.16: Diagramas p-V evidenciando: (a) potência indicada, (b) perdas nos processos de sucção e descarga e (c) demais perdas termodinâmicas.	49
Figura 3.17: Volume morto entre o orifício e a válvula de descarga. ...	51
Figura 4.1: Influência das áreas efetivas no desempenho do compressor.	54
Figura 4.2: Domínios da sucção e da descarga.	55
Figura 4.3: Condições de contorno para a geometria de sucção.	56
Figura 4.4: Condições de contorno para a geometria de sucção.	58
Figura 4.5: Fluxograma da metodologia numérica do compressor.	60
Figura 5.1: (a) Máquina utilizada nas medições. (b) Medição do cilindro.	66
Figura 5.2: Modelo geométrico do compressor.	67
Figura 5.3: Esquema da abertura e fechamento do compressor.	68
Figura 5.4: Compressor (a) antes e (b) depois das alterações na carcaça.	69
Figura 5.5: Localização dos termopares.....	70
Figura 5.6: Dimensões do transdutor de pressão retirado do catálogo do fabricante.....	71
Figura 5.7: Parte da palheta visível.	72
Figura 5.8: Alinhamento das setas.	73
Figura 5.9: Discrepância entre os diagramas p-V.	74
Figura 5.10: Deslocamento da palheta com a posição angular.	75
Figura 5.11: Intervalo onde encontra-se a posição angular da abertura da válvula.....	76
Figura 5.12: Diagrama p-V após a correção da calibração.	77
Figura 5.13: Locais escolhidos para a medição das pressões nas câmaras.	78
Figura 5.14: Local escolhido para a medição da pressão na saída da válvula.....	78
Figura 5.15: Canais feitos pelos processos de fresagem e eletroerosão.....	79
Figura 5.16: Canal feito utilizando uma furadeira de bancada.....	80
Figura 5.17: Compressor instrumentado pronto para testes.	80

Figura 5.18: Componentes presentes no processo de medição da eficiência elétrica.....	81
Figura 5.19: Conjunto formado pelo estator, rotor e eixo fixado pelas tampas.	82
Figura 5.20: Bancada utilizada na medição da eficiência do motor elétrico.....	84
Figura 5.21: Curva da eficiência elétrica do motor em função da potência elétrica consumida e do torque resistivo gerado pelo freio.	85
Figura 5.22: Curva da velocidade angular do motor em função da potência elétrica consumida e do torque resistivo gerado pelo freio.	85
Figura 5.23: Perdas de potência nos processos de sucção e descarga. ..	86
Figura 5.24: Esquema da bancada utilizada nos testes do compressor. Adaptado de Kremer (2006).....	87
Figura 6.1: Coeficiente da área efetiva de escoamento em função da posição angular do pistão rolante no escoamento através do orifício de sucção.	92
Figura 6.2: Coeficiente da área efetiva de escoamento em função da posição angular do pistão rolante no escoamento através da válvula de descarga.	93
Figura 6.3: Curvas do coeficiente da área efetiva de força em função da posição angular para diferentes aberturas da válvula no escoamento pela válvula.	94
Figura 6.4: Curvas do coeficiente da área efetiva de força em função da abertura da válvula para diferentes da posições angulares no escoamento pela válvula.....	95
Figura 6.5: Vazão mássica instantânea através do orifício de sucção. ..	96
Figura 6.6: Vazão mássica instantânea através da válvula de descarga.	97
Figura 6.7: Diagrama p-V para a condição de operação HBP.....	98
Figura 6.8: Abertura da válvula de descarga.	103
Figura 6.9: Deslocamento da palheta.	104
Figura 6.10: Velocidade da palheta em função da posição angular. ...	105
Figura 6.11: Posição do eixo no interior dos mancais.....	106
Figura 6.12: Diagramas p-V para as condições de operação HBP e MBP.	112
Figura A.1: Fluxograma do modelo da dinâmica dos componentes. ..	121
Figura A.2: Componentes mecânicos no interior do compressor estudado.....	122
Figura A.3: Sistema fixo de coordenadas cartesianas.	122

Figura A.4: Diagrama de corpo livre da palheta.	123
Figura A.5: (a) Diagrama de corpo livre do pistão rolante. (b) Ângulos importantes.	130
Figura A.6: Diagrama de corpo livre dos componentes e visualização dos contrapesos.	133
Figura A.7: Momentos atuantes no pistão rolante.....	140
Figura B.1: Regressão da curva dos coeficientes da área efetiva de escoamento na sucção.	143
Figura B.2: Regressão das curvas dos coeficientes da área efetiva de escoamento na descarga.	145
Figura B.3: Regressão das curvas dos coeficientes da área efetiva de força na descarga.....	146

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1: Dados de entrada: parâmetros referentes à simulação.....	61
Tabela 4.2: Dados de entrada: temperaturas referentes à condição de operação.	61
Tabela 4.3: Dados de entrada: temperaturas referentes ao perfil térmico.	61
Tabela 4.4: Dados de entrada: parâmetros referentes à geometria dos componentes.....	62
Tabela 4.5: Dados de entrada: parâmetros referentes à válvula de descarga.....	63
Tabela 6.1: Temperaturas referentes à condição de operação HBP.	98
Tabela 6.2: Perdas de potência termodinâmicas.....	100
Tabela 6.3: Perdas de vazão mássica devido a vazamentos.	101
Tabela 6.4: Status da válvula com a evolução da posição angular.....	104
Tabela 6.5: Inventário de perdas de potência.	107
Tabela 6.6: Vazão mássica bombeada pelo compressor.....	107
Tabela 6.7: Parâmetros globais referentes à condição de operação HBP.	108
Tabela 6.8: Desvio associado a reprodutibilidade dos testes.....	108
Tabela 6.9: Eficiências do compressor.....	109
Tabela 6.10: Temperaturas referentes à condição de operação MBP..	110
Tabela 6.11: Parâmetros globais referentes à condição de operação MBP.	110
Tabela 6.12: Principais potências e perdas na condição MBP.	111
Tabela 6.13: Vazão mássica bombeada pelo compressor na condição MBP.	111
Tabela 6.14: Principais potências e perdas obtidas numericamente referentes às condições HBP e MBP.	112
Tabela 6.15: Vazão mássica bombeada pelo compressor obtida numericamente referente às condições HBP e MBP.	113
Tabela 6.16: Perdas termodinâmicas obtidas numericamente referentes às condições HBP e MBP.....	113
Tabela 6.17: Eficiências numéricas referentes às condições HBP e MBP.	114
Tabela B.1: Coeficientes das Equações B.2 e B.3.....	144
Tabela B.2: Coeficientes da Equação B.4.	145
Tabela B.3: Coeficientes da Equação B.5.	146

Tabela B.4: Coeficientes da Equação B.6.....	147
Tabela B.5: Coeficientes da Equação B.7.....	147
Tabela B.6: Coeficientes da Equação B.8.....	148
Tabela B.7: Coeficientes da Equação B.9.....	148

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

dif.	Diferença
desv.	Desvio
exp.	Experimental
instr.	Instrumentado
num.	Numérico
ref.	Referência
HBP	<i>High Back Pressure</i> (alta pressão de retorno)
LPB	<i>Low Back Pressure</i> (baixa pressão de retorno)
MPB	<i>Medium Back Pressure</i> (média pressão de retorno)
sc	Superfície de controle
vc	Volume de controle

LISTA DE SÍMBOLOS

Caracteres do Alfabeto Latino

A	Área	[m ²]
a	Aceleração	[m/s ²]
A_p	Área projetada onde atua a força resultante F_{rp}	[m ²]
b	Espessura	[m]
C	Coeficiente	[-]
c_v	Calor específico a volume constante	[J/(kg.K)]
COP	Coeficiente de performance	[W/W]
COP_C	Coeficiente de performance de Carnot	[W/W]
COP_{PV}	Coeficiente de performance termodinâmico	[W/W]
d	Projeção do vetor	[m]
D	Diâmetro	[m]
e	Excentricidade do pistão em relação ao cilindro	[m]
e	Energia específica	[J/kg]
E	Energia	[J]
ER	Razão entre a excentricidade e o raio do pistão	[-]
F	Força	[N]
f	Frequência	[1/s]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Espessura do filme de lubrificante em mancais	[m]
h	Altura	[m]
h	Entalpia específica	[J/kg]
H	Coeficiente de convecção	[W/m ² .K]

I	Momento de inércia	[kg.m ²]
k	Razão dos calores específicos (c_p/c_v)	[-]
K_v	Coeficiente de rigidez do sistema massa-mola amortecido	[N/m]
k_{fbr}	Coeficiente de fricção entre a palheta e o pistão	[-]
k_{fbs}	Coeficiente de fricção entre a palheta e o rasgo	[-]
l	Comprimento	[m]
\dot{m}	Vazão mássica bombeada pelo compressor	[kg/s]
m	Massa	[Kg]
M	Momento	[N.m]
m_v	Massa equivalente da válvula	[kg]
N	Número de rotações do eixo por minuto	[rpm]
p	Pressão	[Pa]
Q	Calor	[W]
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	[W]
\dot{Q}_{evap}	Capacidade de refrigeração	[W]
R	Raio	[m]
R	Constante do gás	[J/(kg.K)]
\vec{r}	Vetor posição da aplicação da força	[m]
r_p	Razão de pressões	[-]
S_{bk}	Constante elástica da mola em contato com a palheta	[N/m]
t	Tempo	[s]
T	Temperatura	[K]
u	Componente da velocidade na direção ‘x’	[m/s]
u	Energia interna específica	[J/kg]

v	Velocidade tangencial	[m/s]
v	Volume específico	[m³/kg]
V	Velocidade	[m/s]
V	Volume	[m³]
\dot{V}	Taxa da variação de volume	[m³/s]
w	Solubilidade	[-]
\dot{W}	Potência	[W]
x	Fração molar	[-]
x	Deslocamento	[m]
\dot{x}	Velocidade	[m/s]
\ddot{x}	Aceleração	[m/s²]
x, y, z	Coordenadas cartesianas	[-]
z	Projeção do vetor posição do centro de massa	[m]

Caracteres do Alfabeto Grego

α	Ângulo entre o eixo ‘y’ e a reta que passa pelo ponto central do pistão rolante e ponto de contato entre a palheta e o pistão rolante	[rad]
α_1	Ângulo de curvatura da ponte da palheta	[rad]
β	Ângulo que representa a parte do pistão em contato com a câmara de sucção	[rad]
β_g	Ângulo formado entre o eixo ‘y’ e a reta que passa pelo centro do pistão rolante e pelo centro da área A_p	[rad]
β_o	Ângulo preenchido por óleo sobre o qual a força	[rad]

	F_{rmc} está distribuída	
δ	Espessura da folga	[m]
Δp	Diferença de pressão	[Pa]
ε	Razão de excentricidade	[-]
μ	Viscosidade	[Pa.s]
ν	Viscosidade cinemática	[m ² /s]
η	Eficiência	[-]
θ	Posição angular	[rad]
Φ	Ângulo de posição de carga	[rad]
ρ	Densidade	[kg/m ³]
\forall	Volume	[m ³]
ω	Velocidade angular do eixo	[rad/s]
$\dot{\omega}$	Aceleração angular do pistão rolante	[rad/s ²]

Subíndices

rem	Inércia do pistão rolante e do excêntrico
b	Palheta
b	Palheta
b	Palheta
b	Palheta
ad	Adesão
b_k	Referente à mola agindo atrás da palheta
bm	Referente à inércia da palheta
bpb	Referente ao gás agindo atrás da palheta
bpc	Referente ao gás agindo na lateral da palheta em contato

	com a câmara de compressão
<i>bps</i>	Referente ao gás agindo na lateral da palheta em contato com a câmara de sucção
<i>btc</i>	Referente ao gás agindo na ponta da palheta em contato com a câmara de compressão
<i>bts</i>	Referente ao gás agindo na ponta da palheta em contato com a câmara de sucção
<i>bc</i>	Folga entre topo da palheta e tampa do cilindro
<i>bcil</i>	Parcela da palheta no interior do cilindro
<i>br</i>	Referente ao contato entre a palheta e o pistão rolante
<i>bs</i>	Folga entre a lateral da palheta e o rasgo no cilindro
<i>bsc</i>	Folga entre a lateral da palheta e o rasgo no cilindro em contato com a câmara de compressão
<i>bscn</i>	Referente à parcela normal da força devido ao contato entre a lateral da palheta e o rasgo no cilindro em contato com a câmara de compressão
<i>bsct</i>	Referente à parcela transversal da força devido ao contato entre a lateral da palheta e o rasgo no cilindro em contato com a câmara de compressão
<i>bss</i>	Folga entre a lateral da palheta e o rasgo no cilindro em contato com a câmara de sucção
<i>bssn</i>	Referente à parcela normal da força devido ao contato entre a lateral da palheta e o rasgo no cilindro em contato com a câmara de sucção
<i>bssst</i>	Referente à parcela transversal da força devido ao contato entre a lateral da palheta e o rasgo no cilindro em contato com a câmara de sucção

<i>bt</i>	Ponta da palheta
<i>c</i>	Cilindro
<i>cc</i>	Câmara de compressão
<i>cond</i>	Condensação
<i>cs</i>	Câmara de sucção
<i>cwi</i>	Contrapeso inferior
<i>cws</i>	Contrapeso superior
<i>d</i>	Arrasto
<i>dis</i>	Descarga
<i>do</i>	Orifício de descarga
<i>down</i>	A jusante
<i>ec</i>	Excêntrico
<i>ee</i>	Referente à área efetiva de escoamento
<i>ef</i>	Referente à área efetiva de força
<i>eff</i>	Efetiva
<i>ele</i>	Elétrica
<i>evap</i>	Evaporação
<i>exp</i>	Experimental
<i>fc</i>	Fronteira da câmara de compressão
<i>fi</i>	Fronteira da câmara <i>i</i>
<i>fs</i>	Fronteira da câmara de sucção
<i>i</i>	Câmara <i>i</i>
<i>i</i>	Interno
<i>ideal</i>	Ideal
<i>in</i>	Entrada do compressor
<i>ind</i>	Indicada

<i>inf</i>	Inferior
<i>ini</i>	Início do processo de compressão
<i>jb1</i>	Mancal principal
<i>jb2</i>	Mancal secundário
<i>leak</i>	Vazamento
<i>loss</i>	Perda
<i>m</i>	Mistura
<i>mc</i>	Folga mínima
<i>mec</i>	Mecânica
<i>n</i>	Natural
<i>oil</i>	Óleo
<i>pre</i>	Pré-tensão da válvula
<i>r</i>	Pistão rolante
<i>r</i>	Refrigerante
<i>rc</i>	Referente a um volume auxiliar
<i>rc</i>	Folga entre topo do pistão rolante e tampa do cilindro
<i>rcc</i>	Folga entre topo do pistão rolante e tampa do cilindro em contato com a câmara de compressão
<i>rccs</i>	Folga entre topo do pistão rolante e tampa do cilindro em contato com a câmara de sucção
<i>re</i>	Mancal do excêntrico
<i>real</i>	Real
<i>ref</i>	Refluxo
<i>rr</i>	Referente a um volume auxiliar
<i>s</i>	Isentrópica
<i>sh</i>	Eixo

<i>so</i>	Orifício de sucção
<i>sub</i>	Subresfriamento
<i>suc</i>	Sucção
<i>sup</i>	Superior
<i>sup</i>	Superaquecimento
<i>sw</i>	Deslocado
<i>t</i>	Total
<i>t</i>	Transversal
<i>teo</i>	Teórica
<i>th</i>	Termodinâmica
<i>th,1</i>	Referente aos processos de sucção e descarga
<i>th,2</i>	Referente aos processos de expansão e compressão
<i>tr</i>	Referente a um volume auxiliar
<i>up</i>	A montante
<i>v</i>	Válvula
<i>vol</i>	Volumétrica

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO	3
1.2	OBJETIVO GERAL	8
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	9
2.1	MODELOS DE SIMULAÇÃO DO COMPRESSOR	9
2.2	VAZAMENTOS	11
2.3	DINÂMICA DOS COMPONENTES	14
2.4	PERDAS DE POTÊNCIA	14
2.5	ÁREAS EFETIVAS DE ESCOAMENTO E DE FORÇA	15
2.6	CONTRIBUIÇÕES DO PRESENTE TRABALHO	15
3	MODELAGEM MATEMÁTICA.....	17
3.1	RELAÇÕES GEOMÉTRICAS.....	17
3.1.1	Volumes das Câmaras de Sucção e Compressão	18
3.1.2	Taxa da Variação do Volume no Interior das Câmaras	21
3.2	MODELAÇÃO DO CICLO DE COMPRESSÃO	22
3.2.1	Balço de Energia nas Câmaras de Sucção e de Descarga	23
3.3	VAZÕES MÁSSICAS NOS PROCESSOS DE SUCCÃO E DESCARGA	30
3.3.1	Vazão Mássica Através do Orifício de Sucção	32
3.3.2	Vazão Mássica Através da Válvula de Descarga	34
3.4	VAZAMENTOS	36
3.4.1	Vazamento Através da Folga Mínima	36
3.4.2	Vazamento Através das Folgas Laterais da Palheta.....	38
3.4.3	Vazamento Através das Folgas de Topo do Pistão	40
3.4.4	Vazamento Através das Folgas de Topo da Palheta	43
3.5	DINÂMICA DOS COMPONENTES	44
3.6	PERDAS DE POTÊNCIA	44
3.6.1	Perdas Elétricas	45
3.6.2	Perdas Mecânicas	45
3.6.3	Perdas Termodinâmicas.....	49
3.6.4	Perda de Capacidade.....	50
3.6.5	Definições de Eficiências	51
4	PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO NUMÉRICA.....	53
4.1	ÁREAS EFETIVAS DE ESCOAMENTO E DE FORÇA	53
4.1.1	Domínio da Sucção	56
4.1.2	Domínio de Descarga	57

4.2	SIMULAÇÃO DO COMPRESSOR ROTATIVO.....	59
5	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	65
5.1	MEDIÇÃO DIMENSIONAL DOS COMPONENTES	65
5.2	ACESSO AO INTERIOR DO COMPRESSOR	67
5.3	MEDIÇÃO DE TEMPERATURA.....	69
5.3.1	Termopares	69
5.3.2	Locais de Medições	69
5.3.3	Incertezas de Medição.....	70
5.4	MEDIÇÃO DE PRESSÃO	70
5.4.1	Transdutores de Pressão.....	71
5.4.2	Calibração do Início da Aquisição	71
5.4.3	Referência para os Sinais de Pressão	73
5.4.4	Correção da Calibração do Início da Aquisição.....	74
5.4.5	Posições de Medição.....	77
5.4.6	Procedimento de Usinagem para a Instrumentação.....	78
5.4.7	Incertezas de Medição.....	81
5.5	PERDAS DE POTÊNCIA.....	81
5.5.1	Perdas Elétricas.....	81
5.5.2	Perdas Mecânicas.....	86
5.5.3	Perdas Termodinâmicas	86
5.6	BANCADA EXPERIMENTAL.....	87
5.6.1	Procedimento dos Testes.....	88
5.6.2	Incertezas de Medição.....	88
6	RESULTADOS E DISCUSSÕES	91
6.1	ÁREAS EFETIVAS.....	91
6.1.1	Processo de Sucção	91
6.1.2	Processo de Descarga.....	93
6.1.3	Efeito das Áreas Efetivas sobre a Vazão do Compressor.....	96
6.2	DESEMPENHO TERMODINÂMICO DO COMPRESSOR ..	97
6.2.1	Perdas Termodinâmicas	100
6.2.2	Perdas por Vazamento	101
6.3	DINÂMICA DOS COMPONENTES	102
6.3.1	Válvula de Descarga	103
6.3.2	Palheta	104
6.3.3	Órbita do Eixo no Interior dos Mancais	105
6.4	INVENTÁRIO DE PERDAS E VAZÃO MÁSSICA	107
6.5	EFICIÊNCIAS.....	108
6.6	CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO MBP.....	109
7	CONCLUSÕES	115

APÊNDICE A – DINÂMICA DOS COMPONENTES	121
A.1 PALHETA	123
A.2 PISTÃO ROLANTE	130
A.3 CONTRAPESOS	133
A.4 MANCAIS.....	136
A.5 BALANÇO DE MOMENTO NO PISTÃO ROLANTE	140
 APÊNDICE B – ÁREAS EFETIVAS - EQUAÇÕES	
REGREDIDAS	143
B.1 ÁREA EFETIVA DE ESCOAMENTO NA SUCÇÃO	143
B.2 ÁREA EFETIVA DE ESCOAMENTO NA DESCARGA.....	144
B.3 ÁREA EFETIVA DE FORÇA NA DESCARGA	145

1 INTRODUÇÃO

Refrigeração consiste em se resfriar determinado ambiente de maneira controlada, visando viabilizar processos, conservar alimentos e diversos produtos, climatizar ambientes, dentre outros.

Dentre as diferentes técnicas de refrigeração existentes, destaca-se o sistema de refrigeração por compressão mecânica de vapor, proposto por Jacob Perkins em 1834. De acordo com Gosney (1982), Perkins verificou a possibilidade de se montar um sistema cíclico com processos de evaporação e condensação de um fluido volátil em dois níveis de pressão distintos. Para viabilizar o ciclo completo, dois dispositivos foram propostos, um para elevar a pressão (compressor) e outro para reduzi-la (dispositivo de expansão).

A operação do ciclo de Perkins pode ser explicado através de uma série de processos. Inicialmente, considera-se o fluido volátil escoando no interior do evaporador e evaporando através da absorção de energia do ambiente a ser refrigerado. Em seguida, o fluido na forma de vapor segue para o compressor, o qual eleva a sua pressão e promove a sua movimentação dentro do sistema, consumindo energia para exercer tal função. O vapor superaquecido a alta pressão descarregado pelo compressor segue para o condensador, onde passa pelo processo de condensação através da liberação de energia para outro ambiente, normalmente o ambiente externo. Finalmente, o fluido refrigerante passa por um dispositivo de expansão a fim de reduzir a sua pressão e temperatura, para então retornar ao evaporador e reiniciar o ciclo.

A grande maioria dos refrigeradores domésticos opera segundo o ciclo de refrigeração por compressão mecânica de vapor. Um esquema básico desse ciclo é apresentado na Figura 1.1.

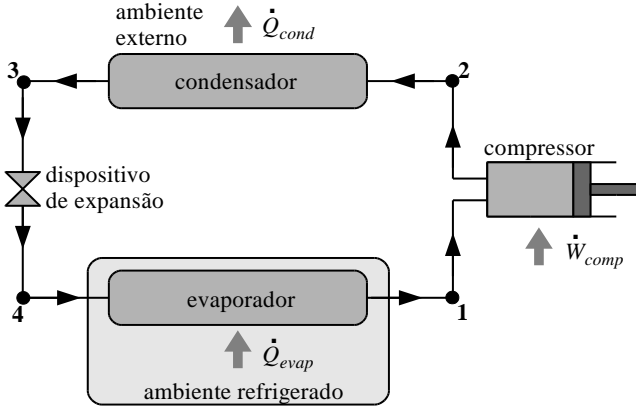


Figura 1.1: Ciclo de refrigeração proposto por Perkins.

Este ciclo do fluido refrigerante, apresentado na Figura 1.1, pode ser representado termodinamicamente em um diagrama pressão por entalpia específica (p - h), como o da Figura 1.2. Neste diagrama encontram-se presentes os quatro processos que caracterizam o ciclo de refrigeração ideal por compressão de vapor: compressão isentrópica (1-2), condensação isobárica (2-3), expansão isentálpica (3-4) e evaporação isobárica (4-1).

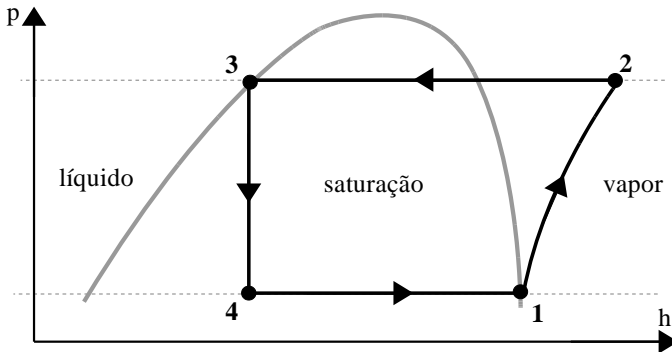


Figura 1.2: Diagrama p - h de um sistema de refrigeração ideal.

Assim, aplicando conceitos de termodinâmica, pode-se quantificar a taxa de calor removido do ambiente a ser refrigerado, denominada capacidade de refrigeração (\dot{Q}_{evap}), e a potência de compressão isentrópica ($\dot{W}_{comp,s}$), definidos pelas Equações (1.1) e (1.2), respectivamente.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}(h_1 - h_3); \quad (1.1)$$

$$\dot{W}_{comp,s} = \dot{m}(h_{2,s} - h_1); \quad (1.2)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica e h_i é a entalpia específica do fluido refrigerante em cada estado termodinâmico i do ciclo mostrado na Figura 1.2,

1.1 COMPRESSORES DE REFRIGERAÇÃO

O compressor é o componente responsável pelo fornecimento da vazão de fluido refrigerante e da diferença de pressão requeridas pelo sistema de refrigeração. De uma maneira geral, o desempenho do compressor é avaliado quanto à sua capacidade em fornecer a máxima vazão de fluido refrigerante, considerando a diferença de pressão entre as condições de sucção e de descarga, com o mínimo consumo de energia.

Os compressores utilizados em refrigeração são classificados em dois grupos: (i) compressores rotodinâmicos e (ii) compressores de deslocamento positivo. Os compressores rotodinâmicos fornecem energia cinética ao fluido e depois recuperam parte desta energia em aumento de pressão através de difusores. Já nos compressores de deslocamento positivo, o aumento da pressão do fluido se dá pela redução do volume da câmara de compressão onde o mesmo é confinado.

Os compressores de refrigeração são também classificados em três grupos, de acordo com a disposição de seus motores elétricos: (i) abertos, (ii) herméticos e (iii) semi-herméticos. Nos compressores abertos, utilizados em aplicações que necessitam elevadas capacidades de refrigeração, o motor fica exposto ao ambiente, visando facilitar a dissipação de calor. O motor é conectado aos componentes do compressor através de um eixo de acionamento. Por outro lado, os compressores herméticos possuem o motor elétrico e os demais componentes enclausurados no interior de uma carcaça. Geralmente, esses compressores são menores do que os abertos, sendo destinados a aplicações domésticas e comerciais leves. Por último, os compressores semi-herméticos têm estrutura física semelhante à dos compressores herméticos, no entanto, mesmo contendo motor e componentes mecânicos enclausurados, pode-se abrir suas carcaças e acessar alguns desses componentes.

Dois compressores de deslocamento positivo bastante difundidos em refrigeração são os compressores alternativos e os compressores rotativos, cujos princípios de funcionamento são apresentados a seguir.

O compressor alternativo utiliza um pistão com movimento alternado no interior de um cilindro, o qual pode ser estabelecido por um mecanismo do tipo biela-manivela, por exemplo, convertendo o movimento rotativo de um eixo induzido por um motor elétrico em movimento translacional do pistão. O ciclo de compressão pode ser iniciado com o pistão no ponto morto superior (PMS), posição na qual a câmara de compressão atinge o volume mínimo, denominado volume morto. A partir desta posição, mostrada na Figura 1.3 (a), o pistão inicia o movimento no sentido de aumentar o volume da câmara de compressão. No momento em que a pressão interna desta câmara assume um valor menor do que a pressão na câmara de sucção, a válvula de sucção se abre automaticamente, permitindo a admissão de gás até o momento onde o pistão atinja o ponto morto inferior (PMI). A partir dessa posição, mostrada na Figura 1.3 (b), a válvula de sucção é fechada e o pistão se desloca no sentido contrário, comprimindo o gás presente na câmara de compressão até que a pressão atinja um valor maior que a pressão na câmara de descarga, abrindo a válvula de descarga. O gás a alta pressão é então descarregado na câmara de descarga até que o pistão atinja novamente o PMS, iniciando assim um novo ciclo.

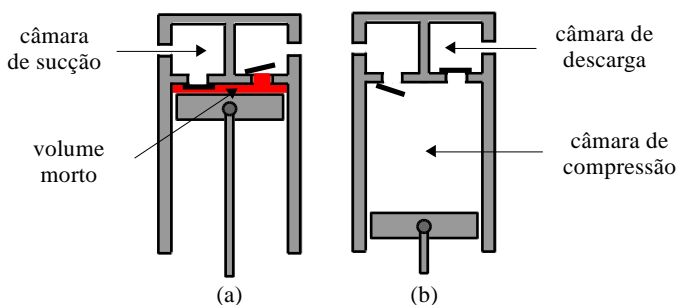


Figura 1.3: Mecanismo de compressão do compressor alternativo. (a) Pistão no PMS com o volume morto em destaque e (b) pistão no PMI.

Os compressores rotativos, como o nome sugere, utilizam o próprio movimento rotativo do eixo mecânico para comprimir o fluido refrigerante, e nesta classificação encontram-se os compressores de pistão rolante. Como indicado na Figura 1.4, o mecanismo de compressão de um compressor de pistão rolante é formado por dois cilindros, sendo o externo fixo e o interno móvel. O cilindro móvel,

denominado pistão rolante, é montado no excêntrico do eixo, fazendo com que o mesmo gire e orbite, simultaneamente, dentro do cilindro fixo, denominado apenas cilindro. Uma palheta, presente em um rasgo feito no cilindro, é empurrada contra o pistão devido à força exercida pela presença de uma mola, dividindo o espaço entre o cilindro e o pistão rolante em duas câmaras, uma de sucção e uma de compressão. Neste modelo não há a necessidade de uma válvula de sucção por dois motivos: (i) as câmaras de sucção e compressão são separadas, tornando o processo de sucção contínuo, sem a necessidade de uma válvula reguladora e (ii) a pressão no interior da câmara de sucção é, em grande parte do ciclo, menor que a pressão na linha de sucção, reduzindo a possibilidade de haver refluxo no escoamento.

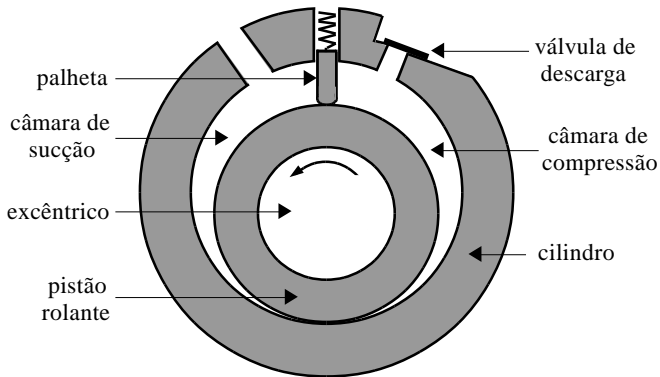


Figura 1.4: Mecanismo de compressão do compressor de pistão rolante. Adaptado de Gasche (1996)

A Figura 1.5 apresenta um esquema das posições do pistão rolante ao longo do ciclo de compressão do gás. No processo de sucção do gás, mostrado na Figura 1.5 (a), observa-se que o volume da câmara de sucção aumenta à medida que o pistão rolante gira. No início do ciclo, a pressão interna desta câmara sofre uma grande queda devido à expansão desta câmara ocorrer sem uma conexão com o orifício de sucção. Quando a câmara é conectada a este orifício, a pressão sofre um aumento brusco e, em seguida, vai sendo reduzida levemente até aproximadamente a metade do ciclo (posição angular de 180°) quando começa a aumentar suavemente até o final do ciclo. Quando o pistão atinge a posição de 360° , a câmara de sucção encontra-se totalmente preenchida pelo gás, formando a câmara de compressão. A partir deste ponto, o pistão rolante começa o seu segundo giro, iniciando processo

de compressão. De acordo com a Figura 1.5 (b), a câmara de compressão vai diminuindo à medida que o pistão rolante gira, comprimindo o gás presente na câmara. Quando a diferença de pressão entre as câmaras de compressão e de descarga é suficiente para abrir a válvula de descarga, inicia-se o processo de descarga. Quando o pistão rolante passa sobre o orifício de descarga, localizado a uma posição angular próxima a 360° , a válvula é fechada e tem-se o final do ciclo de compressão do gás. Os processos de sucção e compressão em compressores rotativos de pistão rolante são realizados simultaneamente. Assim, ao mesmo tempo em que uma porção de gás entra na câmara de sucção, outra porção succionada no ciclo anterior é comprimida na câmara de compressão.

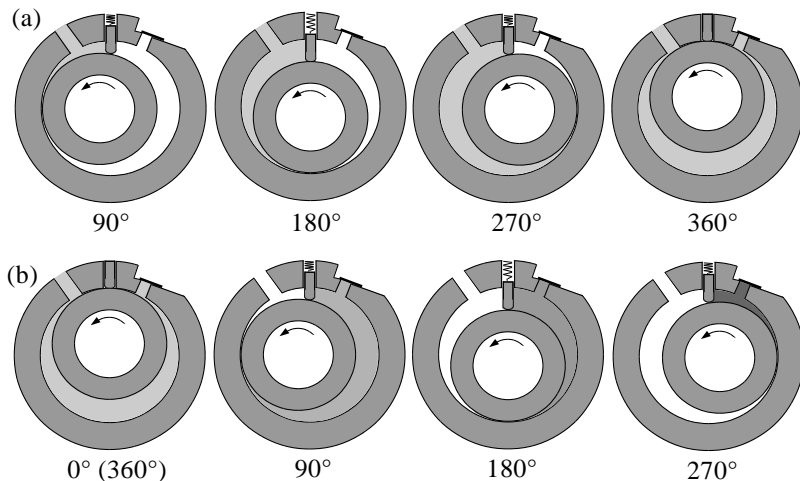


Figura 1.5: Processos de (a) sucção e (b) compressão e descarga. Adaptado de Gasche (1996)

Deve ser mencionado que diversas ineficiências resultam no ciclo de compressão real e que aumentam o consumo de energia. No caso de compressores herméticos, comumente define-se a eficiência isentrópica, η_s , como a razão entre a potência necessária para a compressão adiabática e reversível, $\dot{W}_{comp,s}$, e a potência elétrica consumida pelo compressor, \dot{W}_{comp} :

$$\eta_s = \frac{\dot{m}(h_{2,s} - h_1)}{\dot{W}_{comp}}; \quad (1.3)$$

As ineficiências em um compressor de refrigeração podem ser subdivididas em três parcelas: elétricas, mecânicas e termodinâmicas. Assim, além do projeto adequado do motor, esforços são também direcionados para a redução do atrito em mancais, aumentando a eficiência mecânica. As perdas termodinâmicas se relacionam com o atrito viscoso e transferência de calor no escoamento do fluido refrigerante, bem como por vazamentos através de folgas entre componentes.

Além do maior consumo de energia, alguns aspectos do projeto do compressor interferem na vazão mássica de fluido refrigerante fornecida pelo compressor. O parâmetro utilizado para caracterizar o desempenho do compressor neste quesito é a eficiência volumétrica:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}}{\dot{m}_{ideal}}; \quad (1.4)$$

onde \dot{m} é a vazão mássica real fornecida pelo compressor e \dot{m}_{ideal} é a vazão mássica teórica, ou máxima, que poderia ser alcançada. A redução da vazão mássica fornecida pelo compressor se deve a vazamentos, atrito viscoso e refluxos em válvulas, reexpansão do gás remanescente na câmara de compressão e superaquecimento do gás da linha de sucção.

Deve-se ressaltar que o projeto de um compressor não é focado somente em suas eficiências energética e volumétrica, mas abrange também outros requisitos importantes, tais como vibração, ruído e custo.

O compressor de pistão rolante hermético é o objeto do estudo da presente dissertação. O desempenho deste tipo de compressor é bastante afetado por vazamentos originados pela dificuldade em efetuar a vedação de folgas em vários de seus componentes. Por esse motivo, ao contrário do que ocorre no compressor alternativo, o interior de sua carcaça é preenchido com gás a alta pressão, na tentativa de reduzir o vazamento nessas folgas.

Outras características importantes do compressor rotativo de pistão rolante são os níveis de ruído e de vibração menores do que os do compressor alternativo. Isto ocorre pelo fato do seu processo de sucção ser mais contínuo, sem a presença de uma válvula de sucção. Além disto, o processo de descarga ocorre também mais suavemente quando comparado a um compressor alternativo de mesma capacidade, reduzindo as pulsações de pressão.

1.2 OBJETIVO GERAL

O objetivo do presente trabalho consiste no desenvolvimento de um modelo para a simulação de compressores rotativos de pistão rolante.

A partir de uma revisão da literatura, analisaram-se novas propostas de métodos para a previsão de fenômenos que interferem no desempenho de compressores rotativos, tais como vazamentos em folgas, restrições ao escoamento nos processos de sucção e descarga, bem como atrito em componentes mecânicos móveis.

Um compressor disponível comercialmente foi instrumentado e, com o auxílio de uma bancada calorimétrica, testado em diferentes condições de operação. As medições assim obtidas foram então usadas para a validação do modelo desenvolvido.

Após sua validação, o modelo é empregado para a análise do desempenho do compressor em duas condições de operação.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A Figura 2.1 mostra uma representação esquemática de diferentes aspectos que devem ser descritos em um modelo de simulação de compressores rotativos, tais como vazamentos, dinâmica de componentes, áreas efetivas e avaliação de ineficiências. De fato, necessita-se um estudo detalhado para a escolha das equações que irão representar cada um destes aspectos, a fim de garantir a acurácia dos resultados previstos pelo modelo.

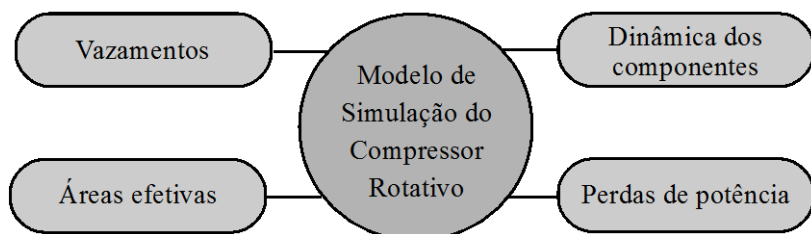


Figura 2.1: Submodelos do modelo de simulação do compressor rotativo.

Neste capítulo são revisados alguns dos trabalhos mais importantes sobre a modelação de compressores rotativos de pistão rolante, contemplando diferentes fenômenos que interferem no ciclo de compressão.

2.1 MODELOS DE SIMULAÇÃO DO COMPRESSOR

Gyberg e Nissen (1984) propuseram um modelo integral para a simulação de um compressor rotativo de pistão rolante a partir de volumes de controle nas câmaras de sucção e compressão. Nestes volumes de controles foram aplicadas as leis de conservação da massa e da energia, bem como uma equação de estado de gás real com o objetivo de calcular as propriedades termodinâmicas. Para a solução da equação da conservação da energia em cada uma das câmaras foi necessário calcular, através de submodelos do código, os seguintes parâmetros ao longo do ciclo de compressão: vazões mássicas na sucção e descarga, vazamentos, potência indicada e transferência de calor entre as câmaras e o gás. A partir da simulação, são avaliadas a capacidade de refrigeração, a potência elétrica consumida e a vazão mássica fornecida pelo compressor. Os resultados do modelo foram comparados com

dados experimentais, apresentando concordância satisfatória. A diferença máxima observada na comparação da capacidade de refrigeração, potência entregue ao eixo, eficiência volumétrica e vazão mássica foi inferior a 10%.

Krueger (1988) desenvolveu um modelo baseado em formulação integral para a simulação de um compressor rotativo de pistão rolante de baixa capacidade trabalhando na posição horizontal (Figura 2.2). O modelo desenvolvido permitiu os seguintes cálculos: (i) volumes das câmaras de sucção e compressão em função do tempo, (ii) temperatura e pressão no interior das câmaras, (iii) vazões mássicas através do orifício de sucção e da válvula de descarga, (iv) vazamentos, (v) dinâmica da válvula, (vi) perdas de potência, (vii) dinâmica dos componentes rotativos e (viii) desempenho do compressor. A validação do modelo foi realizada com referência a dados experimentais. Os desvios máximos observados na potência elétrica e na vazão mássica do compressor foi de aproximadamente 4%, enquanto que o desvio máximo para a temperatura na linha de sucção foi de apenas 1°C.

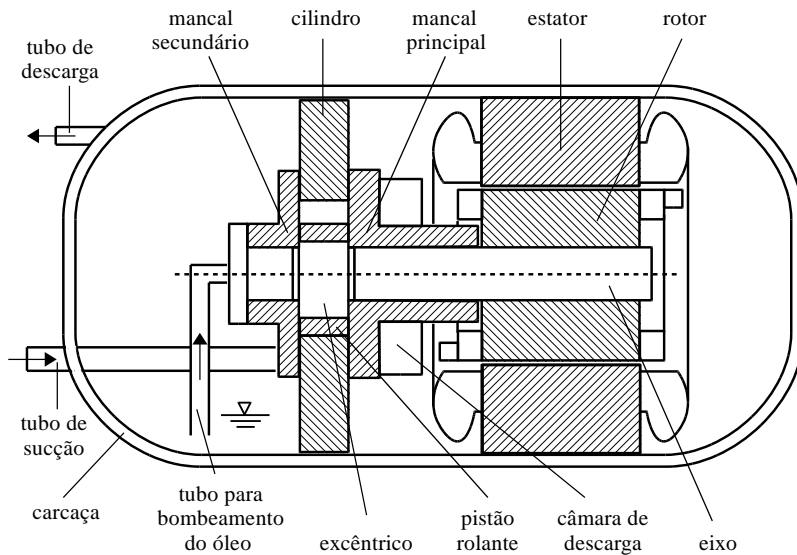


Figura 2.2: Compressor rotativo horizontal. Adaptado de Krueger (1988).

Outro modelo de simulação de compressores de pistão rolante foi desenvolvido por Ooi e Wong (1996). Os autores adotaram uma formulação integral e avaliaram os volumes das câmaras de sucção e compressão, vazões mássicas na sucção e descarga, vazamentos,

dinâmica da válvula de descarga, propriedades termodinâmicas nas câmaras e as perdas por fricção entre os componentes mecânicos. O desempenho do compressor foi avaliado com base na potência elétrica consumida e na capacidade de refrigeração, também calculadas pelo modelo. Ooi e Wong (1996) validaram o modelo a partir de testes com três tipos de fluido refrigerante, obtendo concordância satisfatória com dados experimentais.

2.2 VAZAMENTOS

Como explicado na seção 1.1, vazamentos de fluido refrigerante afetam bastante o desempenho de compressores de pistão rolante. De acordo com a Figura 2.3, existem quatro folgas por onde ocorre vazamento: (i) folga mínima (\dot{m}_{mc}), (ii) folga de topo do pistão rolante (\dot{m}_{rcs} e \dot{m}_{rcc}), (iii) folga de topo da palheta (\dot{m}_{bc}) e (iv) folga lateral da palheta (\dot{m}_{bss} e \dot{m}_{bsc}). O vazamento é mais crítico na folga mínima, formada na região onde a parede lateral externa do pistão rolante se encontra mais próxima da parede lateral interna do cilindro.

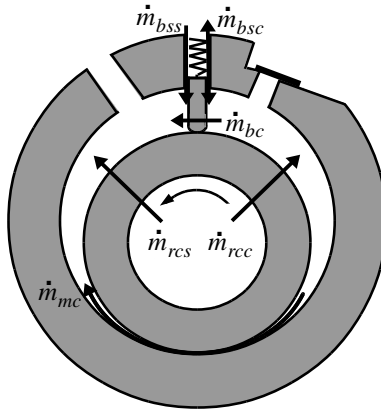


Figura 2.3: Vazamentos através das folgas.

Yanagisawa e Shimitzu (1985a) indicaram que a folga mínima varia com a posição angular do pistão rolante devido ao comportamento dinâmico dos mancais. Os autores modelaram o vazamento de refrigerante pela folga mínima de acordo com geometria apresentada na Figura 2.4 (b), onde o cálculo do comprimento equivalente do canal (l_f) é função da geometria do bocal convergente-divergente mostrado na

Figura 2.4 (a). Deve ser destacado que a presença de óleo não foi considerada no modelo de vazamento.

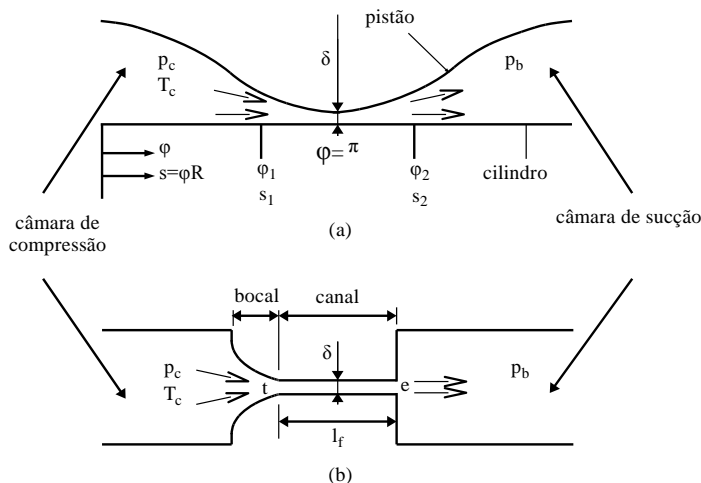


Figura 2.4: Vazamento pela folga mínima. (a) Geometria de um bocal convergente-divergente. (b) Geometria do modelo utilizado. Adaptado de Yanagisawa (1985a).

Ferreira *et al* (1992). propuseram um modelo para o cálculo da vazão mássica de óleo puro através da folga mínima e validaram o mesmo experimentalmente. Nesse modelo, consideraram que a folga mínima é constante ao longo de todo o deslocamento do pistão rolante. A densidade e a viscosidade dinâmica foram avaliadas para a condição de óleo puro. Uma versão modificada deste modelo foi implementada no código computacional desenvolvido no presente trabalho, como explicado na seção 3.4.1.

Gasche *et al.* (2000) desenvolveram um modelo para avaliar a vazão mássica de fluido refrigerante dissolvido em óleo através da folga mínima, resolvendo a equação da conservação da massa e a equação da quantidade de movimento. O escoamento da mistura óleo-refrigerante foi modelado como homogêneo, estacionário e isotérmico. Posteriormente, Gasche *et al.* (2012) modificaram o modelo a fim de considerar a variação da temperatura da mistura ao longo do escoamento, incluindo a equação da conservação da energia no modelo. Na Figura 2.5 é mostrado um esquema da folga mínima adotado por Gasche *et al.* (2012).

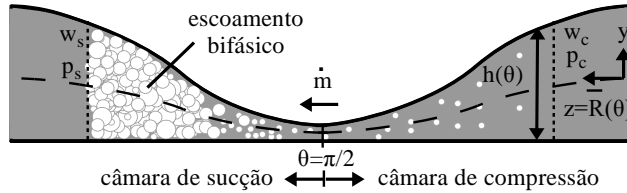


Figura 2.5: Representação da região da folga mínima. Adaptado de Gasche (2012).

Yanagisawa e Shimizu (1985b) apresentaram um modelo para descrever o vazamento de fluido refrigerante dissolvido em óleo através da folga entre as superfícies superior e inferior do pistão rolante e as tampas do cilindro. O vazamento foi modelado como escoamento viscoso entre discos paralelos, e as propriedades termodinâmicas da mistura calculadas a partir da solubilidade do refrigerante no óleo e das propriedades do refrigerante e do óleo puro.

Bezerra Jr. (2011) desenvolveu um modelo para o cálculo do vazamento de fluido refrigerante dissolvido na mistura óleo-refrigerante através da folga entre as superfícies superior e inferior do pistão rolante e as tampas do cilindro. O modelo foi elaborado a partir de uma modificação na proposta de Yanagisawa e Shimizu (1985b), melhorando a estimativa. O modelo de Bezerra Jr. (2011) foi acoplado no código desenvolvido neste trabalho e, assim, será detalhado na seção 3.4.3.

Krueger (1988) constatou que a presença de óleo nas folgas entre as faces superior e inferior da palheta e o cilindro é praticamente nula. Além disto, observou que a vazão mássica através destas folgas ocorre na direção perpendicular ao movimento de deslocamento da palheta. Com base nisto, Krueger (1988) propôs um modelo para calcular o vazamento de fluido refrigerante puro através desta folga, desprezando o óleo. O modelo considerou a hipótese de escoamento isentrópico de gás ideal em um canal convergente-divergente, com a possibilidade de ondas de choque no escoamento.

Gyberg e Nissen (1984) propuseram um modelo para calcular a vazão mássica de óleo através das folgas entre as paredes laterais da palheta e as paredes do rasgo no cilindro. O vazamento foi modelado a partir da condição de escoamento laminar unidimensional entre duas placas paralelas, com as hipóteses de regime permanente e propriedades constantes.

2.3 DINÂMICA DOS COMPONENTES

Slayton e Hall (1980) propuseram um modelo analítico para descrever a dinâmica do pistão em compressores rotativos de pistão rolante. Neste modelo, foram calculadas as forças atuantes no pistão rolante, tanto as de origem hidrodinâmica como aquelas devido à fricção, com o objetivo de calcular sua aceleração angular instantânea. Para isso efetuou-se balanço de forças na palheta e no excêntrico. A aceleração angular do pistão rolante calculada pelo modelo analítico apresentou concordância satisfatória com dados experimentais.

Com a finalidade de analisar o desempenho de um compressor rotativo de pistão rolante, Lee e Min (1988) desenvolveram um código para prever diversos fenômenos, tais como a dinâmica do pistão rolante, da palheta e do eixo através de balanços de força.

Krueger (1988) analisou as forças atuantes nos componentes de um compressor rotativo. A partir da ação das forças na palheta, o autor calculou a reação no pistão rolante, a qual, por sua vez, permitiu obter a reação no excêntrico. A partir da reação no excêntrico e das forças nos contrapesos, as reações nos mancais puderam ser determinadas, permitindo prever a posição do eixo em cada um dos mancais. O modelo de Krueger (1988), com algumas modificações pontuais, foi acoplado no código desenvolvido no presente trabalho.

2.4 PERDAS DE POTÊNCIA

Da Costa (1986) procedeu a otimização de parâmetros geométricos de um compressor rotativo de pistão rolante através de um código de simulação. Além do impacto das mudanças sobre o desempenho do compressor, o trabalho também avaliou as perdas de potência devido a perdas termodinâmicas, no motor elétrico e por fricção entre os componentes móveis.

Pérez-Segarra *et al* (2004) analisou detalhadamente os diferentes tipos de eficiências usualmente utilizadas para caracterizar compressores alternativos herméticos. Atenção especial foi dada às perdas de potências elétrica, mecânica, termodinâmicas, bem como fatores que afetam a eficiência volumétrica. Embora o procedimento tenha sido desenvolvido para compressores alternativos, o mesmo pode ser aplicado a outros tipos de compressores, tal como o compressor rotativo de pistão rolante.

2.5 ÁREAS EFETIVAS DE ESCOAMENTO E DE FORÇA

Foi realizada uma pesquisa extensa na literatura visando encontrar trabalhos sobre simulações de áreas efetivas de escoamento e de força em compressores rotativos de pistão rolante, porém, nada foi encontrado com respeito a esse assunto.

Na grande maioria dos trabalhos analisados, as áreas efetivas de escoamento e de força utilizadas como dados de entrada em códigos computacionais são obtidas experimentalmente, e não através de simulações, como proposto no presente trabalho.

2.6 CONTRIBUIÇÕES DO PRESENTE TRABALHO

A partir da revisão da literatura percebe-se que diversos esforços foram feitos no sentido de melhorar a simulação de compressores rotativos. No entanto, constatou-se que há uma escassez de trabalhos relacionados à avaliação das áreas efetivas, principalmente através de simulações numéricas.

Portanto, a principal contribuição do presente trabalho consiste em propor um método para a simulação das áreas efetivas de escoamento e de força em compressores rotativos de pistão rolante.

O presente trabalho também tem os seguintes objetivos específicos:

- a) Estruturar um código preexistente para simulação de compressores rotativos de pistão rolante incluindo uma equação de estado para gás real para determinação das propriedades termodinâmicas do gás;
- b) Melhorar a caracterização dos processos de sucção e descarga, considerando a influência do pistão rolante e da válvula de descarga nos escoamentos;
- c) Instrumentação e medição de parâmetros do desempenho do compressor para posterior validação experimental;
- d) Análise do desempenho e das ineficiências do compressor em duas condições de operação (HBP e MBP).

3 MODELAGEM MATEMÁTICA

O funcionamento de um compressor de pistão rolante pode ser representado por uma série de fenômenos ocorrendo simultaneamente, tais como o processo de compressão, vazamentos e atrito em mancais. A modelação matemática tem como objetivo descrever estes fenômenos a fim de permitir a simulação do compressor.

O modelo termodinâmico utilizado no código desenvolvido no presente trabalho necessita de relações geométricas do compressor. Por exemplo, expressões para os volumes das câmaras de sucção e de compressão em função da posição do pistão rolante são de extrema importância para a determinação das propriedades termodinâmicas ao longo do ciclo de compressão. Tais relações geométricas são apresentadas na seção 3.1.

A partir das relações geométricas, apresentam-se então o modelo termodinâmico (seção 3.2) e os métodos para a avaliação das vazões mássicas, associadas aos processos de sucção e de descarga (seção 3.3), bem como vazamentos pelas folgas entre os componentes mecânicos (seção 3.4).

Na seção 3.5 é apresentado o modelo da dinâmica dos componentes mecânicos do compressor e na seção 3.6 é detalhado o equacionamento das perdas de potência no motor elétrico, componentes mecânicos, processos de sucção e descarga e ciclo termodinâmico. A partir dessas perdas, define-se então as eficiências que caracterizam o desempenho do compressor.

3.1 RELAÇÕES GEOMÉTRICAS

Conforme descrito na seção 1.1, o compressor de pistão rolante possui duas câmaras, uma de sucção e outra de compressão, operando simultaneamente. Portanto, é necessário definir as equações dos volumes instantâneos para cada uma destas câmaras em função da posição do pistão rolante no interior do cilindro. Para isto, além de descrever o movimento do pistão no interior do cilindro, também é necessário determinar o deslocamento da palheta que separa os volumes das câmaras de compressão e de sucção.

A Figura 3.1 apresenta um fluxograma com a sequência dos cálculos efetuados no código para a obtenção dos volumes das câmaras

de sucção e compressão. Este esquema é apresentado com o objetivo de facilitar o entendimento do conteúdo das seções 3.1.1 e 3.1.2.

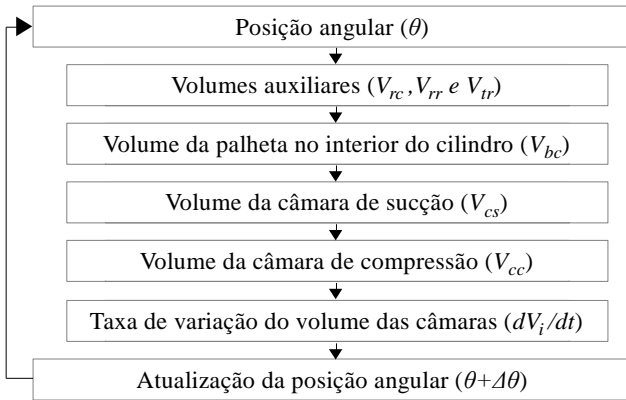


Figura 3.1: Fluxograma do submodelo das relações geométricas.

Como pode ser observado na Figura 3.1, depois de definida a posição angular inicial do pistão rolante ($\theta = 0^\circ$), calcula-se os volumes auxiliares (V_{rc} , V_{rr} e V_{tr}), a partir de relações trigonométricas e das dimensões do compressor, e o volume instantâneo ocupado pela palheta no interior do cilindro (V_{bc}). Utilizando estes dados, determina-se o volume instantâneo da câmara de sucção (V_{cs}), e, posteriormente, o volume instantâneo da câmara de compressão (V_{cc}). Por fim, calcula-se a taxa de variação do volume instantânea em cada uma das câmaras (dV_i/dt) e atualiza-se a posição angular do pistão rolante a partir do acréscimo de um valor determinado pelo usuário, repetindo-se este processo até o pistão alcançar a sua posição original ($\theta = 360^\circ$). Os equacionamentos das variáveis mostradas no fluxograma da Figura 3.1 são apresentados nas seções 3.1.1 e 3.1.2.

3.1.1 Volumes das Câmaras de Sucção e Compressão

O equacionamento dos volumes das câmaras de sucção e de compressão apresentado na presente seção foi extraído de Gasche (1996), e será explicado com o auxílio da Figura 3.2.

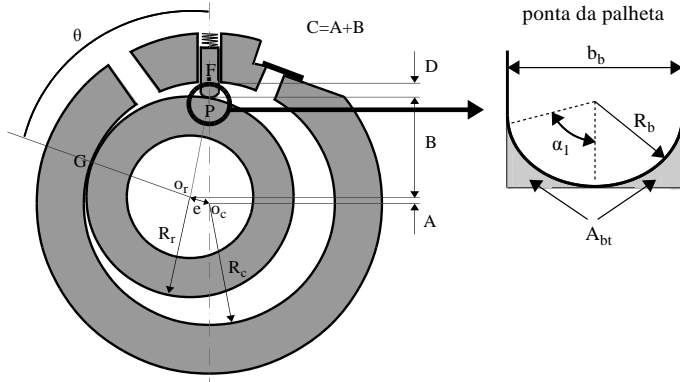


Figura 3.2: Parâmetros importantes utilizados nos cálculos das relações geométricas. Adaptado de Gasche (1996).

O volume da câmara de compressão (V_{cc}) é calculado através de

$$V_{cc}(\theta) = V_t - V_{cs}(\theta) - V_{bcil}(\theta), \quad (3.1)$$

onde θ é a posição angular do ponto mais próximo entre o pistão rolante e o cilindro, V_t é o volume total das duas câmaras, V_{cs} é o volume da câmara de sucção e V_{bcil} é o volume referente à palheta inserida no interior do cilindro.

O volume total (V_t) é obtido de

$$V_t = V_{sw} + V_{do} + V_{bt}, \quad (3.2)$$

onde V_{sw} é o volume total deslocado pelo pistão, V_{do} é o volume do orifício de descarga e V_{bt} é o volume de gás delimitado pela região entre ponta arredondada da palheta e pela ponta da palheta caso ela fosse retangular, mostrado na Figura 3.3.

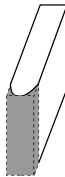


Figura 3.3: Volume ocupado pelo gás na ponta da palheta (V_{bt}).

Os volumes V_{sw} , V_{do} e V_{bt} são constantes, pois são definidos a partir das dimensões do compressor:

$$V_{sw} = \pi(R_c^2 - R_r^2)h_c; \quad (3.3)$$

$$V_{do} = \frac{\pi D_{do}^2}{4} h_{do}; \quad (3.4)$$

$$V_{bt} = A_{bt}h_c; \quad (3.5)$$

Nas equações anteriores, R_c e R_r são os raios do cilindro e do pistão rolante, h_c é a altura do cilindro, D_{do} e h_{do} são o diâmetro e a altura do orifício de descarga e A_{bt} é a área delimitada pela região entre ponta arredondada da palheta e pela ponta da palheta caso ela fosse retangular, sendo mostrada na Figura 3.2. Por sua vez, a área A_{bt} é calculada em função da espessura (b_b) e do raio de curvatura (R_b) da palheta:

$$A_{bt} = R_b b_b - \frac{R_b b_b \cos \alpha_1}{2} - R_b^2 \alpha_1. \quad (3.6)$$

O ângulo α_1 , denominado ângulo de curvatura da palheta, é mostrado na Figura 3.2 e calculado através da seguinte relação:

$$\alpha_1 = \sin^{-1} \left(\frac{b_b}{2R_b} \right). \quad (3.7)$$

O volume da câmara de sucção (V_{cs}) é calculado através da seguinte expressão:

$$V_{cs}(\theta) = V_{rc}(\theta) - V_{rr}(\theta) - V_{tr}(\theta) - \frac{V_{bcil}(\theta)}{2}; \quad (3.8)$$

onde $V_{rc}(\theta)$ e $V_{rr}(\theta)$ são os volumes correspondentes às áreas dos setores circulares representados pelos pontos F-O_c-G e P-O_r-G, respectivamente, mostrados na Figura 3.2 e $V_{tr}(\theta)$ é o volume correspondente a área do triângulo O_c-O_r-P. Estes volumes auxiliares variam com a posição angular do pistão rolante e são calculados a partir das Equações (3.9) a (3.11).

$$V_{rc}(\theta) = \frac{1}{2} R_c^2 h_c \theta; \quad (3.9)$$

$$V_{rr}(\theta) = \frac{1}{2} R_r^2 h_c (\theta + \sin^{-1}(ER \sin \theta)); \quad (3.10)$$

$$V_{tr}(\theta) = \frac{1}{2} e \sin \theta h_c C; \quad (3.11)$$

O volume referente à parte da palheta que se encontra no interior do cilindro é calculado através da Equação (3.12).

$$V_{bcil}(\theta) = h_c b_b D - V_{bt}; \quad (3.12)$$

onde,

$$D = R_c - C. \quad (3.13)$$

$$C = e \cos \theta + R_r \sqrt{1 - ER^2 \sin^2 \theta}; \quad (3.14)$$

$$ER = \frac{e}{R_r}; \quad (3.15)$$

Nas equações acima, o termo ER é a razão entre a excentricidade,

$$e = R_c - R_r - \delta_{mc}. \quad (3.16)$$

e o raio do pistão rolante, R_r . Na equação (3.16), δ_{mc} representa a folga mínima, a qual será identificada na seção 3.4.1.

A posição angular do pistão rolante (θ) pode ser relacionada com o tempo (t) através da seguinte expressão:

$$\theta = \frac{\pi N}{30} t; \quad (3.17)$$

onde N é o número de rotações do eixo por minuto. Esta relação permite o cálculo dos volumes das câmaras em função do tempo.

3.1.2 Taxa da Variação do Volume no Interior das Câmaras

A taxa da variação do volume de cada uma das câmaras (\dot{V}_i) é utilizada nos balanços de massa e energia, sendo obtida de:

$$\dot{V}_i = \frac{dV_i}{dt} = \frac{dV_i}{d\theta} \frac{d\theta}{dt}. \quad (3.18)$$

3.2 MODELAÇÃO DO CICLO DE COMPRESSÃO

A determinação das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante no interior das câmaras de sucção e de compressão pode ser realizada de duas maneiras distintas: (i) considerando processos politrópicos ou (ii) aplicando a equação da conservação da energia nos volumes de controle que delimitam as câmaras de sucção e compressão. A segunda alternativa é adotada neste trabalho.

A Figura 3.4 mostra um fluxograma com a sequência dos cálculos efetuados no código para a obtenção das propriedades termodinâmicas nas câmaras de sucção e compressão.

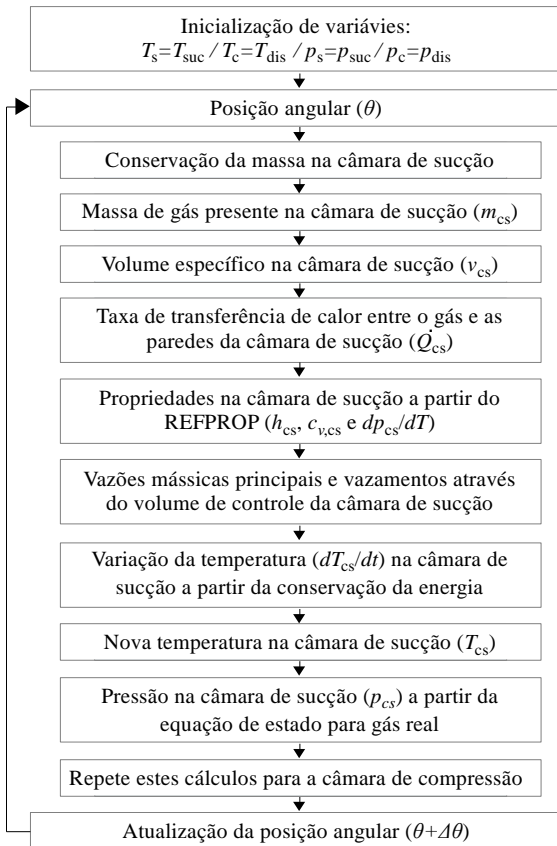


Figura 3.4: Fluxograma do submodelo termodinâmico.

Como mostrado na primeira linha deste fluxograma, antes de se iniciarem os cálculos referentes à primeira posição angular ($\theta = 0^\circ$), as temperaturas e pressões do gás nas câmaras de sucção e compressão são inicializadas com os valores das temperaturas e pressões do gás nas linhas de sucção e descarga, respectivamente.

Depois de definida a posição angular inicial do pistão rolante ($\theta = 0^\circ$), aplica-se a equação da conservação da massa na câmara de sucção para determinar a massa de gás nesta câmara (m_{cs}). Conhecendo-se a massa de gás m_{cs} e o volume da câmara de sucção (V_{cs}), calculado através da Equação (3.8), determina-se o volume específico do gás (v_{cs}).

Em seguida, avaliam-se a taxa de transferência de calor entre o gás e as paredes da câmara de sucção (\dot{Q}_{cs}), propriedades termodinâmicas do gás na câmara (h_{cs} , $c_{v,cs}$ e p_{cs}) e vazões mássicas que atravessam as fronteiras da câmara. Utilizando estas variáveis como dados de entrada, aplica-se a equação da conservação da energia na câmara de sucção, obtendo-se a variação da temperatura do gás nesta câmara em função do tempo (dT_{cs}/dt). Na sequência, calcula-se o novo valor para a temperatura do gás no interior da câmara de sucção (T_{cs}) a partir da temperatura no instante anterior e de dT_{cs}/dt .

Utilizando a equação de estado para gás real disponível na base de dados REFPROP (NIST, 2007), calcula-se a pressão do gás no interior desta câmara (p_{cs}). Por fim, repetem-se estes procedimentos para a câmara de compressão e atualiza-se a posição angular do pistão rolante a partir de um incremento definido pelo usuário, repetindo o procedimento de cálculo até o final do ciclo ($\theta = 360^\circ$).

Deve ser observado que os cálculos apresentados no fluxograma apresentado na Figura 3.4 são para um determinado instante. O cálculo das propriedades termodinâmicas nas câmaras depende das vazões mássicas devido a vazamentos e aos processos de sucção e descarga. A avaliação dessas vazões será explicada nas seções 3.3 e 3.4.

3.2.1 Balanço de Energia nas Câmaras de Sucção e de Descarga

O ciclo de compressão do compressor de pistão rolante é descrito através da aplicação da equação da conservação da energia:

$$\frac{dE_i}{dt} = \dot{Q}_i + \dot{W}_i. \quad (3.19)$$

onde dE_i/dt é a taxa da variação de energia do gás, \dot{Q}_i é a taxa de transferência de calor entre o gás e a câmara e \dot{W}_i é a taxa de trabalho realizado sobre o gás na câmara. O subíndice i indica que as propriedades se referem ao volume de controle da câmara genérica i .

A Equação (3.19) é resolvida para os volumes de controle das câmaras de sucção e de descarga mostrados na Figura 3.5. Logo, dois equacionamentos distintos são necessários para o cálculo das propriedades termodinâmicas do gás.

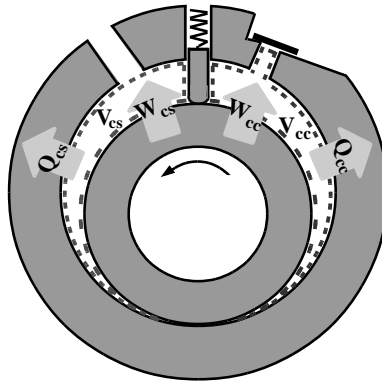


Figura 3.5: Volumes de controle utilizados na análise da conservação da energia.

A taxa de variação de energia do gás no interior da câmara i é calculada através da seguinte expressão:

$$\frac{dE_i}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i e_i dV + \int_{sc} \rho_{fi} (e_{fi} + p_{fi} v_{fi}) \vec{V} d\vec{A}. \quad (3.20)$$

Na equação (3.20), o subíndice fi se refere às propriedades avaliadas sobre a fronteira do volume de controle da câmara i , e o termo e representa a energia específica do gás:

$$e = u + \frac{V^2}{2} + gz; \quad (3.21)$$

onde u , $V^2/2$ e gz representam as energias interna, cinética e potencial, respectivamente. As energias cinética e potencial podem ser desprezadas, portanto:

$$e = u. \quad (3.22)$$

Usando a definição da entalpia (Bejan, 1997)

$$h = u + pv. \quad (3.23)$$

e introduzindo as Equações (3.20) a (3.23) na Equação (3.19), obtém-se:

$$\dot{Q}_i + \dot{W}_i = \frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i u_i d\forall + \int_{sc} \rho_{fi} h_{fi} \vec{V} d\vec{A}. \quad (3.24)$$

A taxa de transferência de calor entre o gás e as paredes da câmara i pode ser avaliada a partir da Lei de Resfriamento de Newton:

$$\dot{Q}_i = H_i A_i (T_{c,i} - T_i); \quad (3.25)$$

onde H_i é o coeficiente de transferência de calor por convecção, A_i é a área de troca de calor, $T_{c,i}$ é a temperatura da parede interna e T_i é a temperatura do gás no interior da câmara i .

Na literatura existem diferentes propostas para se avaliar o coeficiente de transferência de calor por convecção em câmaras de compressores, sendo que duas delas são adotadas no código do presente trabalho. A correlação de Liu e Soedel (1992) foi desenvolvida para compressores rotativos de pistão rolante e é usada no presente estudo, enquanto que a segunda foi proposta por Adair *et al.* (1972) para compressores alternativos.

O trabalho realizado sobre o gás (\dot{W}_i) é avaliado através de:

$$\dot{W}_i = -p_i \frac{d\forall_i}{dt}; \quad (3.26)$$

onde p_i é a pressão do gás no interior da câmara i e $d\forall_i/dt$ é a taxa de variação do volume da câmara.

Na implementação computacional da Equação (3.24), os dois termos do lado direito são expressos através das seguintes relações:

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{vc} \rho_i u_i d\forall = \frac{d}{dt} (m_i u_i) = m_i \frac{du_i}{dt} + u_i \frac{dm_i}{dt}; \quad (3.27)$$

$$\int_{sc} \rho_{fi} h_{fi} \vec{V} d\vec{A} = \dot{m}_{fi} h_{fi}; \quad (3.28)$$

onde m_i e dm_i/dt são a massa de gás e a taxa de variação da massa na câmara i . Por outro lado, \dot{m}_{fi} e h_{fi} são a vazão mássica e a entalpia do gás, respectivamente, cruzando as fronteiras da câmara.

Substituindo as Equações (3.25) a (3.28) na Equação (3.24) e isolando o termo du_i/dt , obtém-se:

$$m_i \frac{du_i}{dt} = H_i A_i (T_{c,i} - T_i) - p_i \frac{dV_i}{dt} - \dot{m}_{fi} h_{fi} - u_i \frac{dm_i}{dt}. \quad (3.29)$$

Como apresentado em Bejan (1997), du_i/dt e dv_i/dt podem ser representados através das seguintes relações termodinâmicas:

$$\frac{du_i}{dt} = c_{v,i} \frac{dT_i}{dt} + \left(T_i \left. \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right|_v - p_i \right) \frac{dv_i}{dt}; \quad (3.30)$$

$$\frac{dv_i}{dt} = \frac{d}{dt} \left(\frac{V_i}{m_i} \right) = \frac{1}{m_i} \frac{dV_i}{dt} - \frac{v_i}{m_i} \frac{dm_i}{dt}. \quad (3.31)$$

Finalmente, substituindo as Equações (3.30) e (3.31) na Equação (3.29) e efetuando algumas manipulações algébricas, tem-se a forma final da equação implementada no código para calcular a variação da temperatura do gás no interior de cada uma das câmaras do compressor:

$$\begin{aligned} \frac{dT_i}{dt} = & \frac{1}{m_i c_{v,i}} \left(H_i A_i T_{c,i} - h_i \frac{dm_i}{dt} - \dot{m}_{fi} h_{fi} \right) + \\ & - \frac{T_i}{m_i c_{v,i}} \left(H_i A_i + \left. \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right|_v \frac{dV_i}{dt} - \left. \frac{\partial p_i}{\partial T_i} \right|_v v_i \frac{dm_i}{dt} \right). \end{aligned} \quad (3.32)$$

Como pode ser observado na Equação (3.32), dT_i/dt é função da massa m_i contida no volume de controle i e da variação desta massa com o tempo, dm_i/dt . Portanto, para o cálculo da variação da temperatura do gás no interior de cada uma das câmaras é necessário determinar as vazões mássicas de vazamentos e dos processos de sucção e descarga.

Os vazamentos através das folgas possuem grande influência sobre o funcionamento do compressor de pistão rolante. Na Figura 3.6 são mostrados os volumes de controle das câmaras de sucção e de compressão e indicadas as vazões mássicas associadas a vazamentos.

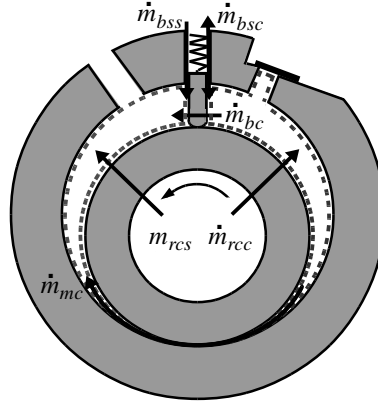


Figura 3.6: Volumes de controle utilizados na análise dos vazamentos.

Os cálculos das propriedades termodinâmicas nas câmaras de sucção e compressão são realizados separadamente. O enfoque inicial será dado à câmara de sucção e, posteriormente, à câmara de compressão.

A principal vazão mássica na superfície do volume de controle da câmara de sucção é aquela que ocorre no processo de sucção (\dot{m}_{suc}). Outras contribuições ocorrem na forma de vazamentos nas seguintes folgas: (i) folga mínima (\dot{m}_{mc}), (ii) folga entre o topo da palheta e o cilindro (\dot{m}_{bc}), (iii) folga entre a parede lateral da palheta e o rasgo no cilindro (\dot{m}_{bss}) e (iv) folga entre o topo do pistão rolante e o cilindro (\dot{m}_{rcs}).

Conhecidas as vazões mássicas supracitadas, pode-se calcular os fluxos de energia que cruzam a fronteira da câmara ($\dot{m}_{fs}h_i$) bem como a variação da massa de gás no interior da mesma (dm_{cs}/dt), através das Equações (3.33) e (3.34), respectivamente. Sabendo o valor da variação da massa na câmara de sucção, é possível quantificar a massa contida na câmara (m_{cs}) a partir do valor da massa presente no instante anterior.

$$\dot{m}_{fs}h_i = -(\dot{m}_{suc}h_{suc} + \dot{m}_{mc}h_{cc} + \dot{m}_{bc}h_{cc} + \dot{m}_{bss}h_{dis} + \dot{m}_{rcs}h_{dis}); \quad (3.33)$$

$$\frac{dm_{cs}}{dt} = \dot{m}_{suc} + \dot{m}_{mc} + \dot{m}_{bc} + \dot{m}_{bss} + \dot{m}_{rcs}; \quad (3.34)$$

Nas Equações (3.33) e (3.34), h_{suc} e h_{dis} são as entalpias do gás na entrada do orifício de sucção e na saída da válvula de descarga,

respectivamente, e h_{cc} é a entalpia do gás no interior da câmara de compressão. Estas entalpias são calculadas a partir do banco de dados REFPROP (NIST, 2007).

Substituindo as equações referentes à câmara de sucção, (3.33) e (3.34), na equação genérica (3.32) e após algumas manipulações algébricas, obtém-se a expressão para o cálculo da taxa de variação da temperatura do gás na câmara de sucção:

$$\frac{dT_{cs}}{dt} = A_{cs} + B_{cs}T_{cs}. \quad (3.35)$$

onde,

$$A_{cs} = \frac{1}{m_{cs}c_{v,cs}} \left(H_{cs}A_{cs}T_{c,cs} + \dot{m}_{suc}(h_{suc} - h_{cs}) + \right. \\ \left. + (\dot{m}_{mc} + \dot{m}_{bc})(h_{cc} - h_{cs}) + (\dot{m}_{rcs} + \dot{m}_{bss})(h_{dis} - h_{cs}) \right); \quad (3.36)$$

$$B_{cs} = \frac{1}{m_{cs}c_{v,cs}} \left(H_{cs}A_{cs} + \frac{\partial p_{cs}}{\partial T_{cs}} \Big|_v \frac{dV_{cs}}{dt} + \right. \\ \left. - \frac{\partial p_{cs}}{\partial T_{cs}} \Big|_v v_{cs}(\dot{m}_{suc} + \dot{m}_{mc} + \dot{m}_{bc} + \dot{m}_{rcs} + \dot{m}_{bss}) \right); \quad (3.37)$$

Nas Equações (3.35) a (3.37), T_{cs} , $c_{v,cs}$, h_{cs} e p_{cs} são a temperatura, o calor específico a volume constante, a entalpia específica e a pressão do gás no interior da câmara de sucção, respectivamente, e o termo dV_{cs}/dt é a taxa de variação do volume da câmara.

A partir do valor da variação da temperatura do gás na câmara de sucção, calculada através da Equação (3.35), e do valor da temperatura do gás no interior da câmara no instante anterior, calcula-se a temperatura do gás no instante atual.

Um procedimento similar ao utilizado para calcular a temperatura do gás na câmara de sucção ao longo do ciclo é repetido para a câmara de compressão. Como mostrado na Figura 3.6, as vazões mássicas que atravessam a fronteira do volume de controle da câmara de compressão são: (i) vazão mássica através da válvula de descarga \dot{m}_{dis} , (ii) vazamento pela folga mínima (\dot{m}_{mc}), (iii) vazamento pela folga entre o topo da palheta e o cilindro (\dot{m}_{bc}), (iv) vazamento pela folga entre a parede lateral da palheta e o rasgo no cilindro (\dot{m}_{bse}) e (v) vazamento

pela folga entre o topo do pistão rolante e o cilindro (\dot{m}_{rcc}). Com isto, os fluxos de energia que cruzam a câmara de compressão ($\dot{m}_{fc}h_i$) e a variação da massa no interior desta câmara (dm_{cc}/dt) podem ser calculados a partir das seguintes equações:

$$\dot{m}_{fc}h_i = -(\dot{m}_{ini}h_{suc} - \dot{m}_{mc}h_{cc} - \dot{m}_{bc}h_{cc} + \dot{m}_{bsc}h_{dis} + \dot{m}_{rcc}h_{dis} + \dot{m}_{ref,dis}h_{dis}); \quad (3.38)$$

$$\frac{dm_{cc}}{dt} = \dot{m}_{ini} - \dot{m}_{mc} - \dot{m}_{bc} - \dot{m}_{bsc} - \dot{m}_{rcc} - \dot{m}_{dis} + \dot{m}_{ref,dis}; \quad (3.39)$$

onde $\dot{m}_{ref,dis}$ é a vazão mássica que retorna à câmara de compressão devido a eventuais refluxos na válvula de descarga e \dot{m}_{ini} corresponde à vazão mássica ao final do processo de sucção, que por sua vez é igual à vazão mássica no início do processo de compressão, já que neste momento existe apenas uma câmara.

Deve ser observado que no balanço de massa na câmara de compressão existe um termo referente ao refluxo pelo orifício de descarga, mas este tipo de termo não existe para a câmara de sucção. A ausência deste termo na câmara de sucção é explicada pelo fato de a pressão no interior da câmara de sucção ser sempre menor que a pressão na linha de sucção, não existindo, portanto, possibilidade de refluxo no orifício de sucção. É justamente esta condição favorável de diferença de pressão que elimina a necessidade de uma válvula no sistema de sucção.

Substituindo as equações (3.38) e (3.39) na equação genérica (3.32), obtém-se a equação para o cálculo da variação da temperatura do gás na câmara de compressão:

$$\frac{dT_{cc}}{dt} = A_{cc} + B_{cc}T_{cc}. \quad (3.40)$$

onde,

$$A_{cc} = \frac{1}{m_{cc}c_{v,cc}} (H_{cc}A_{cc}T_{c,cc} + \dot{m}_{ini}(h_{suc} - h_{cc}) + (\dot{m}_{rcc} + \dot{m}_{bsc} + \dot{m}_{ref,dis})(h_{dis} - h_{cc})); \quad (3.41)$$

$$B_s = \frac{1}{m_{cc} c_{v,cc}} \left(H_{cc} A_{cc} + \frac{\partial p_{cc}}{\partial T_{cc}} \Big|_v \frac{dV_{cc}}{dt} + \right. \\ \left. - \frac{\partial p_{cc}}{\partial T_{cc}} \Big|_v v_{cc} (\dot{m}_{ini} - \dot{m}_{mc} - \dot{m}_{bc} + \right. \\ \left. + \dot{m}_{rcc} + \dot{m}_{bsc} - \dot{m}_{dis} + \dot{m}_{ref,dis}) \right); \quad (3.42)$$

Conhecendo-se o volume (V_i) e a massa (m_i) de gás nas câmaras de sucção e de compressão, as densidades (ρ_i) do gás nestas câmaras podem ser determinadas de

$$\rho_i = \frac{m_i}{V_i}. \quad (3.43)$$

onde o subíndice i se refere à câmara em análise e V_i e m_i são o volume e a massa de gás na câmara i .

A partir da densidade e da temperatura do gás em cada uma das câmaras, calcula-se a pressão através da equação de estado para gás real disponível na base de dados REFPROP (NIST, 2007).

$$p_i = f(T_i, \rho_i). \quad (3.44)$$

3.3 VAZÕES MÁSSICAS NOS PROCESSOS DE SUCÇÃO E DESCARGA

As vazões mássicas nos processos de sucção e descarga são muito mais elevadas do que os vazamentos de gás por folgas presentes nos componentes do compressor.

A Figura 3.7 mostra um fluxograma com a sequência dos cálculos para a determinação das vazões mássicas nos processos de sucção e descarga e em vazamentos.

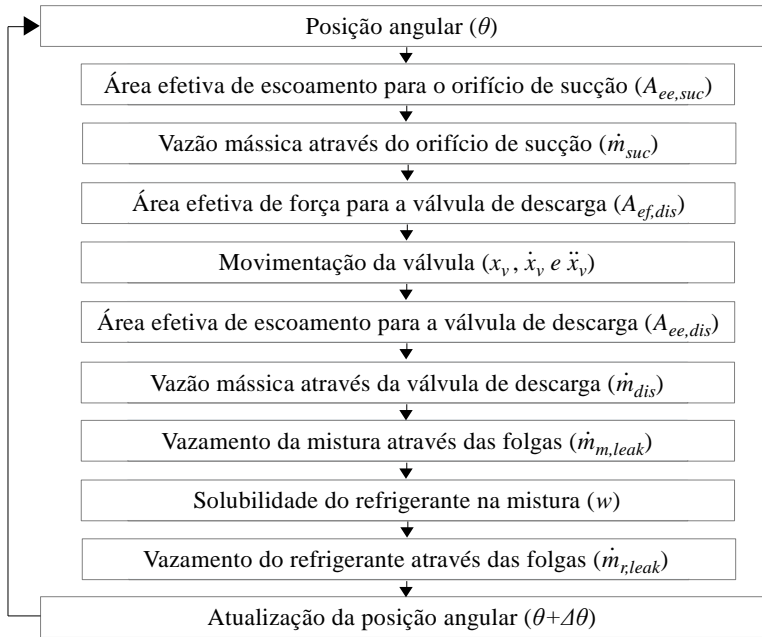


Figura 3.7: Fluxograma do submodelo das vazões mássicas principais e vazamentos.

Como observado na Figura 3.7, depois de definida a posição angular do pistão rolante, θ , calcula-se a área efetiva de escoamento para o orifício de sucção, $A_{ee,suc}$, e então a correspondente vazão mássica, \dot{m}_{suc} . Por outro lado, a vazão mássica de refrigerante descarregada através da válvula de descarga, \dot{m}_{dis} , é avaliada a partir da área efetiva de força, $A_{ef,dis}$, que permite prever a dinâmica da válvula de descarga e, a partir disto, avaliar a área efetiva de escoamento, $A_{ee,dis}$.

Além disto, calcula-se o vazamento de mistura óleo-refrigerante $\dot{m}_{m,leak}$ nas folgas existentes entre os componentes que compõe as câmaras de sucção e compressão. De posse dessas vazões e da solubilidade do refrigerante na mistura, w , avalia-se o vazamento de fluido refrigerante nas folgas, $\dot{m}_{r,leak}$.

Os cálculos apresentados no fluxograma da Figura 3.7 são para um determinado instante. Atualiza-se então a posição angular do pistão rolante e reinicia-se este processo até o final do ciclo.

3.3.1 Vazão Mássica Através do Orifício de Sucção

A vazão mássica de fluido refrigerante que passa através do orifício de sucção (\dot{m}_{suc}) é calculada a partir da hipótese de escoamento compressível isentrópico em um bocal, considerando as condições de estagnação a montante do bocal. O modelo proposto para este escoamento é mostrado na Figura 3.8.

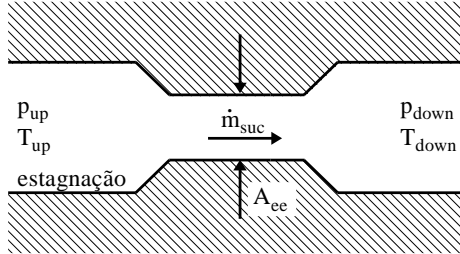


Figura 3.8: Modelo utilizado no cálculo da vazão mássica pelo orifício de sucção.

A vazão mássica para este escoamento é avaliada pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_{suc} = A_{ee} p_{up} \sqrt{\frac{2k}{RT_{up}(k-1)}} \sqrt{r_p^{\frac{2}{k}} - r_p^{\frac{(k+1)}{k}}}; \quad (3.45)$$

onde T_{up} é a temperatura a montante, R é a constante do gás, k é a razão dos calores específicos (c_p/c_v). A área efetiva de escoamento, A_{ee} , pode ser entendida como uma correção no valor da vazão avaliada da condição de escoamento isentrópico, em função de efeitos viscosos.

O parâmetro r_p representa a razão entre as pressões a jusante (p_{down}) e a montante (p_{up}) do escoamento, ou seja:

$$r_p = \frac{p_{down}}{p_{up}}; \quad (3.46)$$

O escoamento através do orifício de sucção atinge a condição crítica ($M = 1$) se

$$\frac{p_{down}}{p_{up}} \leq \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k+1)}. \quad (3.47)$$

Nesta condição, independente da variação de r_p , a vazão mássica através do orifício de sucção permanece inalterada em seu valor máximo:

$$\dot{m}_{suc} = A_{ee} p_{up} \sqrt{\frac{k}{RT_{up}} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{\frac{k+1}{k-1}}}; \quad (3.48)$$

O comportamento da vazão mássica através do orifício de sucção em função do valor da razão de pressões é mostrado na Figura 3.9.

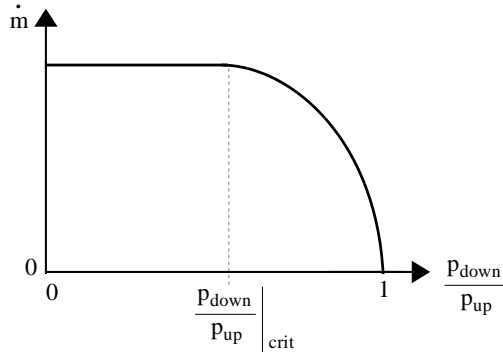


Figura 3.9: Comportamento da vazão mássica com a razão de pressões.

Como não há válvula de sucção no compressor de pistão rolante, conforme indicado na seção 3.3.2, a única restrição ao escoamento ocorre devido à perda de carga no orifício de sucção.

A área efetiva de escoamento (A_{ee}) é igual a 60% da área geométrica total no caso de orifícios circulares, de acordo com Potter e Wiggert (1991). Porém, isto não se aplica a orifícios de sucção de compressores rotativos, pois o pistão rolante pode também restringir o escoamento através do orifício em boa parte do ciclo. Devido a isso, a determinação desta área efetiva de escoamento deveria ser efetuada a partir de medições ou simulações numéricas. No presente trabalho optou-se pela utilização de simulações, cujos detalhes são apresentados no Capítulo 4.

3.3.2 Vazão Mássica Através da Válvula de Descarga

As válvulas utilizadas no processo de descarga em compressores de pistão rolante têm seu funcionamento regulado pela diferença de pressão entre a câmara de compressão e a de descarga. De acordo com Hamilton (1974), as seguintes características são desejáveis em uma válvula: (i) abrir rapidamente, (ii) abertura suficientemente alta para não obstruir o escoamento, (iii) abertura não excessiva a fim de evitar níveis elevados de tensões na válvula, (iv) fechamento rápido para evitar refluxo, (v) baixa velocidade no impacto contra o assento e (vi) vedação eficiente quando fechada.

Krueger (1988) explica que um modelo com apenas um grau de liberdade é suficiente para a caracterização da dinâmica da válvula, quando o foco do trabalho é a análise do escoamento e não das tensões originadas na válvula.

A dinâmica da válvula no presente trabalho segue o procedimento utilizado por Gomes (2006), sendo modelada através de um sistema massa-mola-amortecedor representado esquematicamente na Figura 3.10 e matematicamente por

$$-K_v x_v(t) - C_v \dot{x}_v(t) + F_v(t) = m_v \ddot{x}_v(t) , \quad (3.49)$$

onde K_v , C_v e m_v são, respectivamente, o coeficiente de rigidez, o coeficiente de amortecimento e a massa equivalente da válvula, F_v é a força atuando sobre a válvula e x_v , \dot{x}_v e \ddot{x}_v são o deslocamento, a velocidade e a aceleração da válvula, respectivamente.

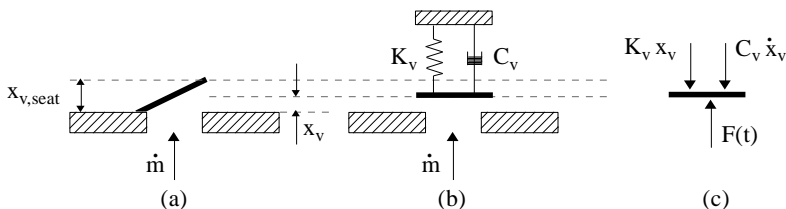


Figura 3.10: Configuração da válvula. (a) Válvula engastada. (b) Modelo equivalente. (c) Diagrama de forças. Adaptado de Krueger (1988).

A força atuante sobre a válvula (F_v) pode decorrer da combinação de três forças distintas: (i) força devido à diferença de pressão entre a câmara de compressão e a câmara de descarga (F_p), (ii) força de pré-

tensão aplicada na montagem da válvula (F_{pre}) e (iii) força de adesão devido à presença de óleo sobre o assento (F_{ad}).

A força de adesão é provocada pela deformação do filme de óleo existente entre a válvula e o assento e geralmente retarda a abertura da válvula, sendo assim indesejada. Após a abertura da válvula, esta força se torna nula. A força de pré-tensão, por sua vez, consiste em uma força eventualmente imposta no processo de montagem da válvula.

No presente trabalho, a força de adesão é desprezada devido à dificuldade em se quantificar sua magnitude. Da mesma forma, assume-se que a força de pré-tensão é nula. Com isso, a força atuante sobre a válvula é devida unicamente à diferença de pressão na válvula, Δp , e avaliada através do conceito de área efetiva de força, A_{ef} :

$$F_v(t) = A_{ef}\Delta p. \quad (3.50)$$

A área efetiva de força representa o quanto efetivamente a diferença de pressão é usada para produzir uma força de abertura da válvula. O modo de cálculo da área efetiva de força no presente trabalho é detalhado no Capítulo 4.

Além da força resultante na válvula, a solução da dinâmica da válvula a partir da integração da Equação (3.49) necessita de duas condições iniciais de quando a válvula está fechada, isto é, $x_v = \dot{x}_v = 0$.

A vazão mássica pela válvula de descarga é calculada de forma similar ao realizado para o orifício de sucção, ou seja, usando o conceito de área efetiva de escoamento, A_{ee} :

$$\dot{m}_{dis} = A_{ee}p_{up} \sqrt{\frac{2k}{RT_{up}(k-1)}} \sqrt{r_p^{\frac{2}{k}} - r_p^{\frac{(k+1)}{k}}}; \quad (3.51)$$

No entanto, a área efetiva de escoamento no orifício de descarga além de ser função da geometria do orifício e da posição do pistão rolante, é também afetada pela válvula de descarga.

A área efetiva do escoamento na descarga assume valor igual a zero quando a válvula está fechada e, assim, a vazão mássica instantânea através da válvula também é nula. De fato, o processo de descarga do gás é intermitente, ao contrário do processo contínuo na sucção.

A Equação (3.51) também é utilizada para o cálculo da vazão mássica por refluxo na descarga ($\dot{m}_{ref,dis}$). Porém, as posições a montante e a jusante são invertidas, uma vez que o escoamento neste caso ocorre no sentido contrário. Além disto, a expressão da área efetiva

também deve ser alterada, uma vez que a geometria do escoamento é diferente, mesmo para uma mesma abertura da válvula.

3.4 VAZAMENTOS

Segundo Yanagisawa e Shimitzu (1985a), o fator mais importante que afeta o desempenho de um compressor rotativo de pistão rolante é o vazamento através das folgas. De acordo com Gasche *et al.* (2010), para este tipo de compressor, o vazamento é uma das principais causas da perda da eficiência volumétrica. Portanto, o entendimento dos vazamentos através das folgas nas câmaras de sucção e compressão é o primeiro passo na busca do aumento da eficiência volumétrica e, consequentemente, da melhoria do desempenho do compressor.

Os vazamentos através das folgas geralmente ocorrem da câmara de compressão para a câmara de sucção, em função da diferença de pressão entre as mesmas. A diminuição da eficiência volumétrica resulta neste caso por dois fenômenos distintos: (i) a massa de gás que vaza para a câmara de sucção reduz a massa que poderia entrar através da linha de sucção e (ii) a massa de gás que vaza da câmara de compressão superaquece o gás na câmara de sucção, fazendo com que a densidade do gás nesta câmara seja reduzida. Este último efeito é mais importante na redução da eficiência volumétrica quando comparado ao primeiro.

Uma grande quantidade de óleo é bombeada para as câmaras de sucção e de compressão durante o funcionamento do compressor. Além de lubrificar os componentes móveis, o óleo tem a finalidade de selar as folgas e, assim, diminuir vazamentos de gás. Dissolvido no óleo vazado através das folgas, encontra-se gás refrigerante. O parâmetro que indica a quantidade de gás presente na mistura óleo-refrigerante é a solubilidade (w).

3.4.1 Vazamento Através da Folga Mínima

A vazão mássica de fluido refrigerante através da folga mínima, mostrada na Figura 3.11, representa o vazamento mais crítico em compressores rotativos de pistão rolante. De acordo com Krueger (1988), cerca de 30% das perdas de energia devido a vazamentos são provenientes deste local.

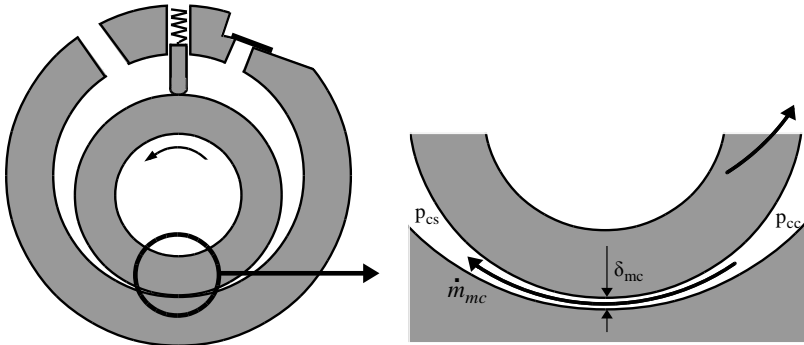


Figura 3.11: Vazamento através da folga mínima.

Tentou-se acoplar o modelo desenvolvido por Gasche *et al.* (2012) ao código desenvolvido no presente trabalho, porém as equações disponíveis no mesmo para algumas propriedades (densidade, viscosidade absoluta, solubilidade e fração de vazio) são válidas para uma faixa de temperatura e pressão consideravelmente menor do que as verificadas no compressor estudado neste trabalho, impossibilitando assim o acoplamento. Buscou-se desenvolver novas correlações para o cálculo destas propriedades, porém a interação entre óleo e refrigerante em alguns pares não foram encontradas na literatura.

Em função do exposto, o modelo implementado para o cálculo do vazamento de gás através da folga mínima consiste em uma modificação do modelo de Ferreira *et al.* (1992), o qual inicialmente faz uma estimativa da vazão de óleo puro e, a partir desta, determina a vazão de gás na folga.

A expressão para a vazão mássica de óleo puro ($\dot{m}_{o,mc}$) na folga apresenta a seguinte forma:

$$\dot{m}_{o,mc} = 0,0162\mu_o\delta_{mc}(p_{cc} - p_{cs})\rho_o \left(\frac{\delta_{mc}}{\mu_o}\right)^2 \left(\frac{h_r}{\delta_{mc}}\right)^{0,504}, \quad (3.52)$$

onde δ_{mc} é o valor nominal da folga mínima, h_r é a altura do pistão rolante e ρ_o e μ_o são a densidade e a viscosidade avaliadas para óleo puro, respectivamente.

A modificação introduzida neste modelo consiste em analisar as propriedades termodinâmicas para a mistura, e não mais para óleo puro. Portanto, a Equação (3.52) passa a ser assim escrita:

$$\dot{m}_{m,mc} = 0,0162 \mu_m \delta_{mc} (p_{cc} - p_{cs}) \rho_m \left(\frac{\delta_{mc}}{\mu_m} \right)^2 \left(\frac{h_r}{\delta_{mc}} \right)^{0,504}, \quad (3.53)$$

onde ρ_m e μ_m são a densidade e a viscosidade, respectivamente, avaliadas para a mistura.

A densidade da mistura é calculada através do conceito de solução ideal, aplicando-se uma ponderação entre a densidade do óleo (ρ_o) e a do refrigerante (ρ_r) puros:

$$\rho_m = \left(\frac{w}{\rho_r} + \frac{1-w}{\rho_o} \right)^{-1}, \quad (3.54)$$

Já a viscosidade da mistura é calculada a partir da média logarítmica entre as viscosidades do refrigerante (μ_r) e do óleo (μ_o) baseada na solubilidade molar (x), conforme proposto por Grunberg e Nissan (1949):

$$\mu_m = \mu_r^x \mu_o^{1-x}, \quad (3.55)$$

Finalmente, o vazamento de refrigerante na folga mínima é obtido através da multiplicação da vazão mássica da mistura, calculada pela Equação (3.53), pela solubilidade do gás no óleo, w :

$$\dot{m}_{mc} = w \dot{m}_{m,mc}, \quad (3.56)$$

3.4.2 Vazamento Através das Folgas Laterais da Palheta

O modelo adotado para calcular o vazamento de gás pelas folgas laterais da palheta foi proposto por Gyberg e Nissen (1984). Neste modelo, o vazamento em cada uma das duas folgas é representado pelo escoamento entre duas placas planas paralelas em que as seguintes hipóteses são assumidas: (i) regime quase estacionário, (ii) escoamento laminar unidimensional e (iii) propriedades constantes. A Figura 3.12 apresenta um esquema do vazamento pela folga lateral da palheta em contato com a câmara de sucção.

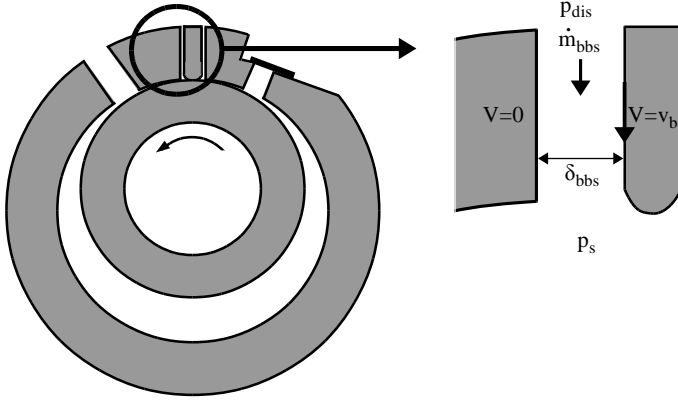


Figura 3.12: Vazamento através da folga lateral da palheta.

O cálculo da vazão mássica da mistura óleo-refrigerante através das folgas laterais da palheta é realizado com o auxílio de duas expressões:

$$\dot{m}_{m,bss} = -\frac{\rho_m h_c \delta_{bss} v_b}{2} + \frac{\rho_m h_c \delta_{bss}^3}{12\mu_m} \left(\frac{p_{dis} - p_s}{l_b} \right); \quad (3.57)$$

$$\dot{m}_{m,bsc} = -\frac{\rho_m h_c \delta_{bsc} v_b}{2} + \frac{\rho_m h_c \delta_{bsc}^3}{12\mu_m} \left(\frac{p_{dis} - p_c}{l_b} \right); \quad (3.58)$$

A Equação (3.57) se refere ao vazamento do ambiente interno da carcaça para a câmara de sucção, enquanto a Equação (3.58) representa o vazamento entre o ambiente interno da carcaça e a câmara de compressão.

Nas Equações (3.57) e (3.58), h_c é a altura do cilindro, δ_{bbs} e δ_{bbc} são as folgas laterais da palheta nas câmaras de sucção e compressão, respectivamente, v_b e l_b são a velocidade instantânea e o comprimento da palheta, p_{dis} , p_{cs} e p_{cc} são as pressões instantâneas do gás no ambiente interno da carcaça, na câmara de sucção e na câmara de compressão, respectivamente, e ρ_m e μ_m são a densidade e a viscosidade absoluta da mistura na folga.

Como a pressão do gás no interior da câmara de sucção é sempre menor do que a pressão do gás no ambiente interno da carcaça do compressor, o vazamento na folga lateral da palheta referente a esta câmara ocorre sempre no sentido do ambiente interno da carcaça para a câmara de sucção. No entanto, a pressão do gás no interior da câmara de

compressão pode ser maior ou menor do que a pressão do gás no ambiente interno à carcaça, dependendo da posição angular do pistão rolante. Assim, o vazamento pode ocorrer nos dois sentidos.

Finalmente, as vazões mássicas de fluido refrigerante nas folgas são obtidas pela multiplicação das vazões mássicas da mistura nas folgas, avaliadas das Equações (3.57) e (3.58), pelas correspondentes solubilidades do gás no óleo:

$$\dot{m}_{bss} = w \dot{m}_{m,bss}, \quad (3.59)$$

$$\dot{m}_{bsc} = w \dot{m}_{m,bsc}, \quad (3.60)$$

3.4.3 Vazamento Através das Folgas de Topo do Pistão

O vazamento através das folgas entre as superfícies superior e inferior do pistão rolante e a tampa do cilindro, representadas na Figura 3.13, tem também grande influência sobre a eficiência volumétrica em compressores rotativos.

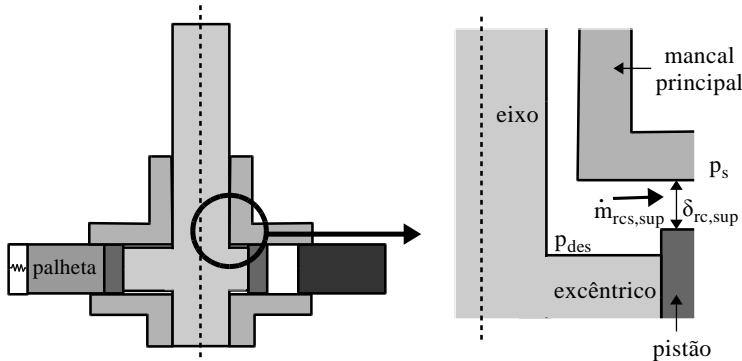


Figura 3.13: Vazamento através da folga de topo do pistão.

Segundo Yanagisawa e Shimitzu (1985b), este vazamento pode ser avaliado através de um modelo de escoamento viscoso entre discos planos paralelos e as seguintes hipóteses: (i) escoamento radial entre as superfícies superior e inferior do pistão e a tampa do cilindro, (ii) regime quase-estacionário, (iii) mistura homogênea e (iv) propriedades termodinâmicas médias constantes.

A vazão da mistura óleo-refrigerante através da folga entre a superfície superior do pistão rolante e a tampa do cilindro é calculada através do perfil de velocidade do escoamento, u :

$$\dot{m}_{m,rc,sup} = \int_0^{\delta_{rc,sup}} \rho_m u 2\pi r dy, \quad (3.61)$$

O perfil de velocidade u é obtido da solução analítica do escoamento com condições de contorno de não escorregamento nas paredes do pistão e na tampa do cilindro:

$$u = -\frac{1}{2\rho_m \nu_m} \frac{dp}{dr} (\delta_{rc,sup} - y)y, \quad (3.62)$$

onde $\delta_{rc,sup}$ é a folga entre a superfície superior do pistão e a superfície da tampa do cilindro.

Substituindo a Equação (3.62) na Equação (3.61) e integrando a expressão resultante, obtém-se:

$$\dot{m}_{m,rc,sup} = -\frac{\pi \delta_{rc,sup}^3}{6\nu_m} r \frac{dp}{dr}; \quad (3.63)$$

A Equação (3.63) pode ser rearranjada:

$$\frac{dr}{r} = -\frac{\pi \delta_{rc,sup}^3}{6\nu_m \dot{m}_{m,rc,sup}} dp, \quad (3.64)$$

A dimensão da folga superior entre as superfícies do pistão e da tampa do cilindro ($\delta_{rc,sup}$) e a vazão mássica da mistura lá ($\dot{m}_{m,rc,sup}$) são independentes das variáveis de integração dr e dp . Já a viscosidade cinemática da mistura (ν_m) varia com a pressão, porém, para a faixa de pressão da operação do compressor, essa variação é pouco acentuada. Com isto, representa-se a viscosidade por um valor médio $\bar{\nu}_m$ e a Equação (3.64) pode ser facilmente integrada, resultando na seguinte expressão:

$$\dot{m}_{m,rc,sup} = \frac{\pi \delta_{rc,sup}^3 (p_{up} - p_{down})}{6\bar{\nu}_m \ln(R_r/R_{r,i})}, \quad (3.65)$$

onde p_{up} e p_{down} são as pressões a montante e a jusante do escoamento, respectivamente, e R_r e $R_{r,i}$ são os raios externo e interno do pistão rolante.

Incluindo a folga entre a superfície inferior do pistão e a tampa do cilindro na Equação (3.65), obtém-se a expressão para a vazão mássica através das folgas superior e inferior do pistão ($\dot{m}_{m,rc}$), como mostrado a seguir:

$$\dot{m}_{m,rc} = \frac{\pi(\delta_{rc,sup}^3 + \delta_{rc,inf}^3)(p_{up} - p_{down})}{6\bar{v}_m \ln(R_r/R_{r,i})}, \quad (3.66)$$

Uma parcela da mistura vaza perpendicularmente ao perímetro destas folgas e entra na câmara de sucção, enquanto que outra parcela alcança a câmara de compressão. Como as pressões no interior das câmaras de sucção e compressão são diferentes, o vazamento para cada uma destas câmaras tem que ser tratado separadamente.

Com base na Equação (3.66), Bezerra Jr. (2011) propôs duas expressões para o cálculo do vazamento da mistura nessas folgas, uma para a câmara de sucção e outra para a de compressão. A Equação (3.67) refere-se à vazão mássica da mistura que vaza para a câmara de sucção ($\dot{m}_{m,rsc}$) e a Equação (3.68) refere-se à vazão mássica da mistura destinada à câmara de compressão ($\dot{m}_{m,rcc}$).

$$\dot{m}_{m,rsc} = \frac{(\delta_{rc,sup}^3 + \delta_{rc,inf}^3)(p_{dis} - p_{cs})}{12\bar{v}_m \ln(R_r/R_{r,i})} \theta, \quad (3.67)$$

$$\dot{m}_{m,rcc} = \frac{(\delta_{rc,sup}^3 + \delta_{rc,inf}^3)(p_{dis} - p_{cc})}{12\bar{v}_m \ln(R_r/R_{r,i})} (2\pi - \theta), \quad (3.68)$$

Por fim, o vazamento de gás através destas folgas é calculado a partir da multiplicação da vazão mássica da mistura pela solubilidade do gás no óleo. Assim, as vazões mássicas de fluido refrigerante para as câmaras de sucção (\dot{m}_{rsc}) e de compressão (\dot{m}_{rcc}) são obtidas das Equações (3.69) e (3.70), respectivamente.

$$\dot{m}_{rsc} = w \dot{m}_{m,rsc}, \quad (3.69)$$

$$\dot{m}_{rcc} = w \dot{m}_{m,rcc}, \quad (3.70)$$

3.4.4 Vazamento Através das Folgas de Topo da Palheta

O cálculo da vazão mássica através das folgas entre as superfícies superior e inferior da palheta e a tampa do cilindro, mostradas na Figura 3.14, desconsidera a presença de óleo. Esta hipótese se apoia em dois aspectos observados por Krueger (1988): (i) evidência experimental de pouca quantidade de óleo presente na folga e (ii) ortogonalidade das direções entre o movimento da palheta e a vazão mássica. Em relação ao segundo aspecto, a Figura 3.14 mostra que a direção do movimento da palheta é paralela ao eixo 'y', enquanto que a direção do escoamento na folga é paralelo ao eixo 'x'.

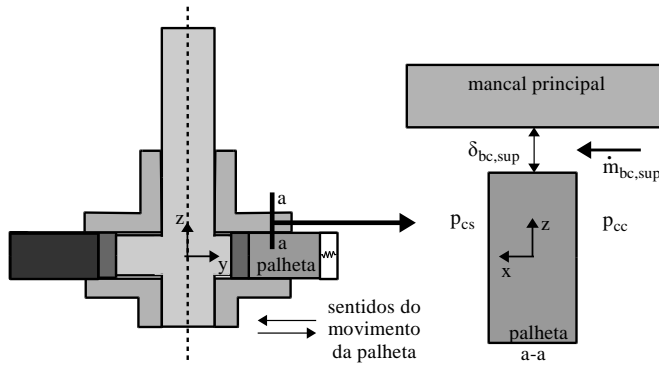


Figura 3.14: Vazamento através da folga de topo da palheta.

Krueger (1988) modelou este tipo de vazamento com a hipótese de escoamento isentrópico de gás ideal através de um canal convergente-divergente, com a possibilidade de ondas de choque. Seguindo esta linha de raciocínio, a Equação (3.45) para o cálculo da vazão de refrigerante pelo orifício de sucção é reescrita para avaliar o vazamento através das folgas de topo da palheta. As equações resultantes para a vazão mássica de refrigerante nas folgas superior ($\dot{m}_{f,bcs}$) e inferior ($\dot{m}_{f,bci}$) assumem as seguintes formas:

$$\dot{m}_{bc,sup} = \delta_{bc,sup} l_{bc} p_{cc} \sqrt{\frac{2k}{RT_{cc}(k-1)}} \sqrt{r_p^{\frac{2}{k}} - r_p^{\frac{(k+1)}{k}}}; \quad (3.71)$$

$$\dot{m}_{bc,inf} = \delta_{bc,inf} l_{bc} p_{cc} \sqrt{\frac{2k}{RT_{cc}(k-1)}} \sqrt{r_p^{\frac{2}{k}} - r_p^{\frac{(k+1)}{k}}}; \quad (3.72)$$

onde $\delta_{bc,sup}$ e $\delta_{bc,inf}$ são as folgas relativas às superfícies superior e inferior da palheta, respectivamente, l_{bc} é o comprimento instantâneo da folga e r_p é a razão de pressão, ou seja,

$$r_p = \frac{p_{cs}}{p_{cc}}. \quad (3.73)$$

Somando-se as vazões mássicas calculadas nas Equações (3.71) e (3.72) obtém-se o vazamento total de fluido refrigerante através das folgas da palheta:

$$\dot{m}_{bc} = \delta_{bc} l_{bc} p_{cc} \sqrt{\frac{2k}{RT_{cc}(k-1)}} \sqrt{r_p^{\frac{2}{k}} - r_p^{\frac{(k+1)}{k}}}; \quad (3.74)$$

onde $\delta_{bc} = \delta_{bc,sup} + \delta_{bc,inf}$.

3.5 DINÂMICA DOS COMPONENTES

A dinâmica dos diversos componentes móveis do compressor é equacionada através de balanços de forças e momentos sobre cada um deles. O procedimento é similar àquele de Krueger (1988), incluindo-se algumas modificações, e é detalhado no Apêndice A

3.6 PERDAS DE POTÊNCIA

O objetivo desta seção é identificar as principais perdas de potência em compressores rotativos e apresentar as equações necessárias para avaliá-las.

A potência elétrica consumida (\dot{W}_{comp}) e a vazão mássica (\dot{m}_{real}) são as principais quantidades obtidas da simulação do compressor. Portanto, as estimativas de perdas de potência e de vazamentos (seção 3.4) devem ter acurácia adequada.

A Figura 3.15 apresenta um esquema das perdas de potência no compressor, desde a potência elétrica fornecida ao motor até a potência teórica que seria consumida caso não houvesse perdas elétrica, mecânica e termodinâmica.

POTÊNCIA ELÉTRICA CONSUMIDA				
POTÊNCIA MECÂNICA			\dot{W}_{ele}	
POTÊNCIA INDICADA			\dot{W}_{mec}	\dot{W}_{ele}
POTÊNCIA EFETIVA		$\dot{W}_{th,1}$	\dot{W}_{mec}	\dot{W}_{ele}
POTÊNCIA TEÓRICA	$\dot{W}_{th,2}$	$\dot{W}_{th,1}$	\dot{W}_{mec}	\dot{W}_{ele}

Figura 3.15: Perdas de potência durante a conversão de energia.

3.6.1 Perdas Elétricas

Da potência elétrica consumida pelo compressor (\dot{W}_{comp}), a maior parte é entregue ao eixo (\dot{W}_{sh}) enquanto que uma parcela menor é dissipada no motor elétrico (\dot{W}_{ele}):

$$\dot{W}_{ele} = (1 - \eta_{ele})\dot{W}_{comp}; \quad (3.75)$$

No presente trabalho, a eficiência do motor elétrico, η_{ele} , foi obtida experimentalmente em laboratório da Embraco como uma função do torque. Os resultados desses testes são mostrados na seção 5.5.1.

3.6.2 Perdas Mecânicas

Da potência disponível no eixo (\dot{W}_{sh}), parte é entregue para a compressão do gás (\dot{W}_{ind}) e pequenas parcelas são dissipadas por fricção em componentes móveis e usada para o bombeamento de óleo.

A perda mecânica de potência (\dot{W}_{mec}) é calculada a partir do somatório das perdas em cada componente mecânico do compressor, de acordo com a seguinte expressão:

$$\begin{aligned} \dot{W}_{mec} = & \dot{W}_{jb1} + \dot{W}_{jb2} + \dot{W}_{re} + \dot{W}_{br} + \dot{W}_{bs} + \dot{W}_{bc} + \\ & + \dot{W}_{rf} + \dot{W}_{mc} + \dot{W}_{cws} + \dot{W}_{cwi} + \dot{W}_{oil}; \end{aligned} \quad (3.76)$$

As diversas parcelas de perda que aparecem na Equação (3.76) são explicadas na sequência.

As perdas de potência nos mancais principal, secundário e no excêntrico são calculadas em função dos momentos resistivos originados pelas forças de fricção:

$$\dot{W}_{jb1} = \omega M_{jb1}; \quad (3.77)$$

$$\dot{W}_{jb2} = \omega M_{jb2}; \quad (3.78)$$

$$\dot{W}_{re} = (\omega - \omega_r) M_{re}; \quad (3.79)$$

Existem três parcelas de perdas de potência mecânica que devem ser quantificadas na palheta. Por exemplo, a Equação (3.80) é usada para o cálculo da perda de potência devido à fricção entre a ponta da palheta e o pistão rolante. Por sua vez, a Equação (3.81) é utilizada para avaliar a perda devido ao atrito entre as laterais da palheta e o rasgo no cilindro. Por fim, a Equação (3.82) fornece a potência dissipada pelo atrito entre as faces superior e inferior da palheta e as tampas do cilindro.

$$\dot{W}_{br} = \omega_r M_{br}; \quad (3.80)$$

$$\dot{W}_{bs} = (F_{bsst} + F_{bsct}) v_b; \quad (3.81)$$

$$\dot{W}_{bc} = F_{bc} v_b; \quad (3.82)$$

A perda de potência devido ao atrito entre as faces superior e inferior do pistão rolante e as tampas do cilindro é calculada através da Equação (3.83), enquanto a perda de potência devido à força tangencial na folga mínima é calculada através da Equação (3.84).

$$\dot{W}_{rc} = \omega_r M_{rc,r} + \omega M_{rc,o}; \quad (3.83)$$

$$\dot{W}_{rmc} = \omega_r R_r F_{rmc}; \quad (3.84)$$

Como explicado no Capítulo 1, o ambiente interno à carcaça do compressor rotativo é submetido à pressão de descarga e, como consequência, a densidade do gás nesta região também é elevada. Devido à densidade elevada do gás neste ambiente, deve-se considerar as forças aerodinâmicas de arrasto sobre os contrapesos fixados acima e

abaixo do rotor. As perdas de potência nos contrapesos superior e inferior são quantificadas pelas seguintes expressões:

$$\dot{W}_{cws,d} = F_{cws,d} v_{cws}; \quad (3.85)$$

$$\dot{W}_{cwi,d} = F_{cwi,d} v_{cwi}; \quad (3.86)$$

onde $F_{cws,d}$ e $F_{cwi,d}$ são as forças de arrasto nos contrapesos superior e inferior, respectivamente, e v_{cws} e v_{cwi} são as correspondentes velocidades tangenciais dos mesmos.

As forças de arrasto são avaliadas através dos coeficientes de arrasto $C_{cws,d}$ e $C_{cwi,d}$ para os contrapesos superior e inferior, respectivamente:

$$F_{cws,d} = C_{cws,d} \frac{\rho A_{t,cws} v_{cws}^2}{2}; \quad (3.87)$$

$$F_{cwi,d} = C_{cwi,d} \frac{\rho A_{t,cwi} v_{cwi}^2}{2}; \quad (3.88)$$

Na expressões anteriores, $A_{t,cws}$ e $A_{t,cwi}$ são as áreas da seção transversal dos contrapesos superior e inferior, respectivamente. Para a condição de $Re > 1000$, de acordo com Fox e McDonald (1985), o valor para estes coeficientes de arrasto é de aproximadamente 1,2.

Por fim, as perdas mecânicas devido ao bombeamento do óleo lubrificante em diferentes regiões pode ser calculada através da seguinte expressão genérica:

$$\dot{W}_{o,i} = \frac{\dot{m}_{o,i}}{\rho_{o,i}} \Delta p; \quad (3.89)$$

onde $\dot{m}_{o,i}$ é a vazão mássica de óleo e $\rho_{o,i}$ é a densidade do óleo no local em questão. Além disto, Δp é a diferença de pressão associada ao escoamento de óleo.

Assim, a perda de potência devido ao bombeamento do óleo na folga mínima ($\dot{W}_{o,mc}$) é avaliada de

$$\dot{W}_{o,mc} = \frac{\dot{m}_{o,mc}}{\rho_{o,mc}} (p_{cc} - p_{cs}), \quad (3.90)$$

onde $\dot{m}_{o,mc}$ é a vazão mássica de óleo na folga mínima, calculada através da Equação (3.52), $\rho_{o,mc}$ é a densidade do óleo na folga mínima e as pressões p_{cc} e p_{cs} são aquelas nas câmaras de compressão e sucção, respectivamente.

A perda de potência pelo bombeamento do óleo nas folgas entre as laterais da palheta e o rasgo no cilindro são separadas em duas parcelas: uma na lateral em contato com a câmara de sucção ($\dot{W}_{o,bss}$) e outra na lateral em contato com a câmara de compressão ($\dot{W}_{o,bsc}$), expressas por:

$$\dot{W}_{o,bss} = \frac{\dot{m}_{o,bss}}{\rho_{o,bss}} (p_{dis} - p_{cs}); \quad (3.91)$$

$$\dot{W}_{o,bsc} = \frac{\dot{m}_{o,bsc}}{\rho_{o,bsc}} (p_{dis} - p_{cc}); \quad (3.92)$$

onde p_d é a pressão na linha de descarga e $\dot{m}_{o,bss}$ e $\dot{m}_{o,bsc}$ são as vazões através das folgas entre a lateral da palheta e o rasgo no cilindro que estão em contato com as câmaras de sucção e de compressão, respectivamente, avaliadas pelas Equações (3.57) e (3.58).

As perdas de potência devido ao bombeamento de óleo nas folgas entre as faces superior e inferior do pistão e as tampas do cilindro se devem ao bombeamento do óleo até a câmara de sucção ($\dot{W}_{o,rsc}$) e do bombeamento de óleo para a câmara de compressão ($\dot{W}_{o,rcc}$), sendo avaliadas através de

$$\dot{W}_{o,rsc} = \frac{\dot{m}_{o,rsc}}{\rho_{o,rsc}} (p_{dis} - p_{cs}); \quad (3.93)$$

$$\dot{W}_{o,rcc} = \frac{\dot{m}_{o,rcc}}{\rho_{o,rcc}} (p_{dis} - p_{cc}); \quad (3.94)$$

onde $\dot{m}_{o,rsc}$ e $\dot{m}_{o,rcc}$ são as vazões mássicas para as câmaras de sucção e compressão, respectivamente, através da folga de topo entre pistão e cilindro, obtidas das Equações (3.67) e (3.68).

A perda de potência devido ao bombeamento do óleo que passa através da válvula de descarga é calculada através de

$$\dot{W}_{o,dis} = \frac{\dot{m}_{o,dis}}{\rho_{o,dis}} (p_{dis} - p_{cc}); \quad (3.95)$$

onde a vazão mássica de óleo através da válvula de descarga, $\dot{m}_{o,dis}$, é dada por

$$\dot{m}_{o,dis} = \dot{m}_{dis} \frac{m_{o,c}}{m_{r,c}}; \quad (3.96)$$

A vazão mássica de gás através do orifício de descarga, \dot{m}_{dis} , é obtida da Equação (3.51), enquanto que $m_{o,c}$ e $m_{r,c}$ são as massas de óleo e refrigerante, respectivamente, no interior da câmara de compressão.

A partir das expressões anteriores, pode-se determinar a perda de potência total devido ao bombeamento do óleo no interior do compressor, \dot{W}_{oil} :

$$\dot{W}_{oil} = \dot{W}_{o,mc} + \dot{W}_{o,bss} + \dot{W}_{o,bsc} + \dot{W}_{o,rsc} + \dot{W}_{o,rcc} + \dot{W}_{o,dis} . \quad (3.97)$$

3.6.3 Perdas Termodinâmicas

A Figura 3.15 mostra o diagrama p-V do ciclo de compressão, a partir do qual pode-se determinar a potência indicada (\dot{W}_{ind}) entregue ao gás. Esta potência é representada pela área destacada do diagrama p-V da Figura 3.16 (a)

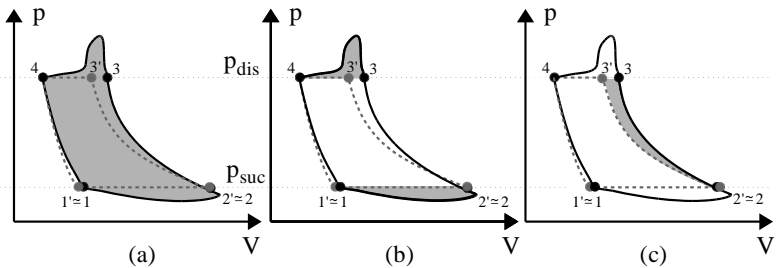


Figura 3.16: Diagramas p-V evidenciando: (a) potência indicada, (b) perdas nos processos de sucção e descarga e (c) demais perdas termodinâmicas.

Parte da potência indicada é associada à energia gasta nos processos de sucção e descarga, em função de efeitos viscosos no

escoamento. A potência consumida nestes processos de sucção e descarga ($\dot{W}_{th,1}$) é representada pelas áreas destacadas na Figura 3.16 (b). A parcela restante da potência indicada na Figura 3.16 (b) é utilizada para comprimir o gás até a pressão de descarga, sendo denominada potência efetiva (\dot{W}_{eff}).

Porém, caso os processos de sucção e descarga fossem ideais (isobáricos) e os processos de compressão e expansão fossem isentrópicos, a energia consumida no ciclo seria ainda menor. Esta potência teórica (\dot{W}_{teo}) é representada pelo ciclo 1'-2'-3'-4-1' no diagrama p-V.

A diferença entre a potência efetiva e a potência teórica, ($\dot{W}_{th,2}$), decorre dos seguintes fenômenos: (i) superaquecimento na linha de sucção devido à troca de calor entre o gás e as partes sólidas do compressor, (ii) irreversibilidades associadas ao ciclo, (iii) reexpansão não resistida do gás remanescente entre orifício e válvula de descarga e (iv) vazamentos através de folgas nas câmaras de sucção e compressão. Estas perdas são representadas pela área destacada na Figura 3.16 (c).

As perdas nos processos de sucção e descarga e nos processos de expansão e compressão são consideradas perdas termodinâmicas.

3.6.4 Perda de Capacidade

A perda de capacidade em um compressor é definida como a diferença entre a vazão mássica ideal, ou máxima, e a vazão mássica realmente fornecida pelo compressor:

$$\dot{m}_{loss} = \dot{m}_{ideal} - \dot{m}_{real} \quad (3.98)$$

A vazão mássica ideal é obtida a partir das condições de temperatura (T_{in}) e de pressão (p_{in}) do gás na entrada do compressor, do volume deslocado (V_{sw}) e da frequência nominal de operação (f_{ideal}):

$$\dot{m}_{ideal} = \rho_{in} V_{sw} f_{ideal} \quad (3.99)$$

Muitos dos fenômenos que causam a perda de capacidade do compressor são também responsáveis pelas perdas de potência termodinâmicas e serão explicados nesta seção.

Os vazamentos através das folgas existentes nas câmaras durante o ciclo de compressão são as principais fontes de redução da vazão mássica do compressor.

A presença de gás remanescente no volume formado entre a válvula e o orifício de descarga (Figura 3.17) é também uma fonte de redução da vazão mássica. Além de o gás não ser descarregado ao final de cada ciclo de compressão, o mesmo é posteriormente reexpandido na câmara de sucção, aumentando a temperatura e, conseqüentemente, reduzindo a densidade do gás nesta câmara. Além disso, este volume de gás residual ocupa o espaço que poderia ser ocupado por gás proveniente da linha de sucção.

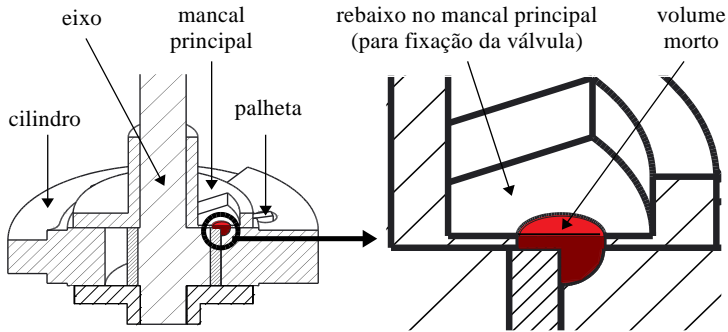


Figura 3.17: Volume morto entre o orifício e a válvula de descarga.

O superaquecimento do gás na linha de sucção devido à troca de calor entre o gás e as partes sólidas do compressor implica na redução de sua densidade na câmara de sucção e, como consequência, em uma menor vazão mássica de gás fornecida pelo compressor. As perdas de carga no escoamento através dos sistemas de sucção e descarga bem como o refluxo na válvula de descarga também contribuem para esta redução.

Por fim, a perda de capacidade ocorre também devido ao deslizamento do eixo de acionamento, fazendo com que a frequência real de operação (f) seja menor do que a frequência nominal (f_{ideal}).

3.6.5 Definições de Eficiências

Ao longo da seção 3.6 foram analisadas as perdas de potência e de capacidade do compressor rotativo. Nesta seção são apresentadas as definições e formas de cálculo das eficiências empregadas para caracterizar o desempenho do compressor.

A eficiência do motor elétrico é obtida experimentalmente. Porém, pode-se também determiná-la a partir da razão entre a potência

entregue ao eixo (\dot{W}_{sh}) e a potência elétrica consumida pelo compressor (\dot{W}_{comp}):

$$\eta_{ele} = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{W}_{comp}} . \quad (3.100)$$

A eficiência dos componentes mecânicos do compressor é calculada a partir da razão entre a potência indicada (\dot{W}_{ind}) e a potência disponível no eixo (\dot{W}_{sh}), ou seja,

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_{ind}}{\dot{W}_{sh}} . \quad (3.101)$$

A eficiência termodinâmica do compressor é definida como a razão entre a potência teórica (\dot{W}_{teo}) do compressor e a potência indicada (\dot{W}_{ind}):

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{teo}}{\dot{W}_{ind}} ; \quad (3.102)$$

A eficiência isentrópica do compressor, η_s , é obtida através da multiplicação das eficiências elétrica, mecânica e termodinâmica:

$$\eta_s = \eta_{ele}\eta_{mec}\eta_{th}; \quad (3.103)$$

A eficiência volumétrica é a razão entre a vazão mássica real do compressor e a vazão mássica ideal ou máxima que poderia ser fornecida:

$$\eta_{vol} = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ideal}} ; \quad (3.104)$$

4 PROCEDIMENTO DE SOLUÇÃO NUMÉRICA

Este capítulo apresenta detalhes do procedimento adotado para a simulação do compressor rotativo. Inicialmente, na seção 4.1, apresenta-se o modelo desenvolvido para a avaliação numérica da área efetiva de escoamento do orifício de sucção e das áreas efetivas de escoamento e de força da válvula de descarga. A seção 4.2 apresenta o método de solução numérica das equações que descrevem o ciclo de compressão do compressor rotativo de pistão rolante. Com o auxílio de um fluxograma, explicam-se as três etapas que compõem o procedimento de simulação: (i) leitura dos dados de entrada e inicialização dos campos de pressão e temperatura, (ii) cálculo das propriedades termodinâmicas ao longo do ciclo de compressão e (iii) determinação das perdas de potência e avaliação do desempenho do compressor.

4.1 ÁREAS EFETIVAS DE ESCOAMENTO E DE FORÇA

A área efetiva de escoamento (A_{ee}) é um parâmetro relacionado à restrição imposta ao escoamento pelo atrito viscoso ao longo da geometria do canal, podendo ser obtida através de simulações ou experimentalmente. A avaliação deste parâmetro pode ser realizada através da seguinte expressão:

$$A_{ee} = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_{ideal}} A \quad , \quad (4.1)$$

onde A é a área do orifício pela qual escoar o fluido e \dot{m}_{real} e \dot{m}_{ideal} são as vazões mássicas real e ideal.

A vazão mássica real é função da geometria do orifício, posição do pistão rolante e abertura da válvula (quando presente) e, no presente trabalho, é obtida através de simulação numérica. Por outro lado, a vazão mássica ideal é calculada para o caso de um escoamento compressível isentrópico através de um bocal com área de saída igual à do orifício A :

$$\dot{m}_{ideal} = A p_{up} \sqrt{\frac{2k}{RT_{up}(k-1)}} \sqrt{r_p^{\frac{2}{k}} - r_p^{\frac{(k+1)}{k}}}; \quad (4.2)$$

Como visto na seção 3.3.1, o valor da área efetiva de escoamento para orifícios circulares é igual a 60% da área geométrica do orifício (Potter e Wiggert, 1991). Porém, este valor não se aplica ao orifício de sucção e à válvula de descarga do compressor de pistão rolante, pois nele não estão incluídas a influência da proximidade do pistão rolante e da presença da válvula de descarga.

Puff e Souza (1994) propuseram que a área efetiva de escoamento para o orifício de sucção é aproximadamente 30% de sua área geométrica. Para o processo de descarga, os autores assumiram que a área efetiva de escoamento é igual a zero quando a válvula está fechada e 70% do valor da área do orifício de descarga quando a válvula está aberta, independente da posição de abertura. Deve ser observado que tais valores de áreas efetivas se mostraram adequados para o compressor avaliado naquele trabalho, mas não há garantia que o mesmo ocorra para o compressor do presente estudo.

Da mesma forma como para a área efetiva de escoamento, a área efetiva de força (A_{ef}) também sofre influência da presença do pistão rolante e da abertura da válvula. Como explicado na seção 3.3.2, o valor de A_{ef} representa o quanto efetivamente a diferença de pressão, Δp , é usada para produzir a força de abertura da válvula, F_v . Assim, conhecidos F_v e Δp , a área efetiva de força pode ser determinada através de

$$A_{ef} = \frac{F_v}{\Delta p} . \quad (4.3)$$

O esquema da Figura 4.1 evidencia a importância do cálculo das áreas efetivas de escoamento e de força na simulação do compressor, indicando que eventuais desvios em suas estimativas introduzem desvios também na avaliação de parâmetros de desempenho do compressor, tais como vazão mássica.

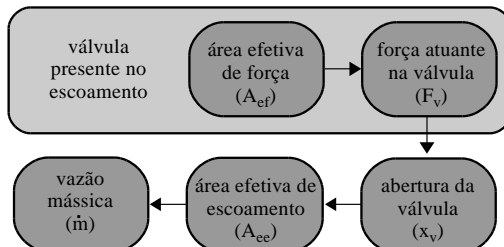


Figura 4.1: Influência das áreas efetivas no desempenho do compressor.

Por exemplo, a área efetiva de força (A_{ef}) influencia na área efetiva de escoamento (A_{ee}) no processo de descarga, pois esta é fortemente afetada pela abertura da válvula (x_v), que é função da força real atuante na válvula (F_v), que, por sua vez é calculada em função da área efetiva de força (A_{ef}).

Com base nos argumentos aqui apresentados, decidiu-se determinar as áreas efetivas de escoamento e de força para o compressor rotativo do presente trabalho através de simulações numéricas dos escoamentos no orifício de sucção e através da válvula de descarga.

A obtenção de estimativas das áreas efetivas foi realizada com o emprego do código comercial *Ansys DesignModeler*. O primeiro passo consiste na caracterização da região preenchida com fluido, compreendida entre a entrada do tubo de sucção e a saída da válvula de descarga, e englobando as câmaras de sucção e compressão.

O segundo passo é separar este domínio em duas regiões: (i) uma contendo o fluido presente entre a entrada do tubo de sucção e a câmara de sucção, denominada domínio da sucção, e (ii) outra contendo o fluido presente entre a câmara de compressão e a saída da válvula de descarga, denominada domínio da descarga. Os domínios da sucção e da descarga variam com a posição angular θ do pistão rolante. A Figura 4.2 mostra os domínios de sucção e de descarga, no instante em que o pistão rolante está na posição $\theta = 240^\circ$.

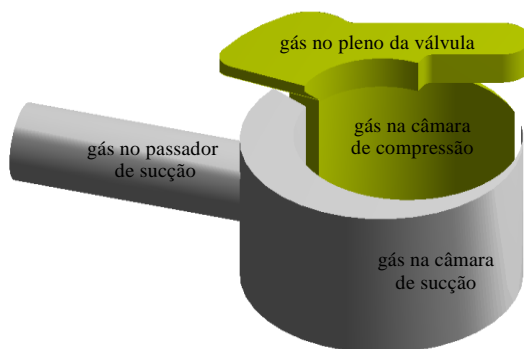


Figura 4.2: Domínios da sucção e da descarga.

Os procedimentos utilizados para simular os escoamentos e determinar as áreas efetivas nos domínios da sucção e da descarga são apresentados nas próximas seções. O fluido utilizado nas simulações foi o R-22.

4.1.1 Domínio da Sucção

Utilizando-se um aplicativo de parametrização disponível no código *Ansys DesignModeler*, foram geradas vinte e cinco geometrias distintas para o domínio da sucção, cada uma delas correspondendo a diferentes posições do pistão rolante de acordo com a posição angular do ciclo de compressão. Tais posições angulares variam de 1° , quando a câmara de sucção apresenta um volume extremamente pequeno, até 359° , quando a câmara praticamente alcança o seu volume máximo.

Para cada uma destas configurações foi gerada uma malha para a discretização espacial do domínio de solução. O código *Ansys Meshing* permitiu a geração de malhas suficientemente refinadas para que todos os fenômenos importantes fossem bem caracterizados, mas evitando que o custo computacional fosse excessivo.

Após a confecção das malhas, a preparação da simulação é realizada no código *Ansys CFX*. Esta preparação consiste em (i) prescrição das condições de contorno nos domínios, (ii) determinação dos parâmetros de controle do procedimento iterativo de solução, tais como critérios de convergência, e (iii) inclusão dos equacionamentos adequados para a obtenção das áreas efetivas e definição dos parâmetros utilizados nestes equacionamentos, como propriedades termodinâmicas e algumas dimensões geométricas dos domínios.

A Figura 4.3 mostra as três condições de contorno utilizadas na solução do escoamento através do orifício de sucção: (i) vazão mássica prescrita na entrada do orifício, (ii) pressão prescrita na saída do escoamento e (iii) condição de não-eskorregamento nas paredes sólidas do passador, do cilindro e do pistão rolante.

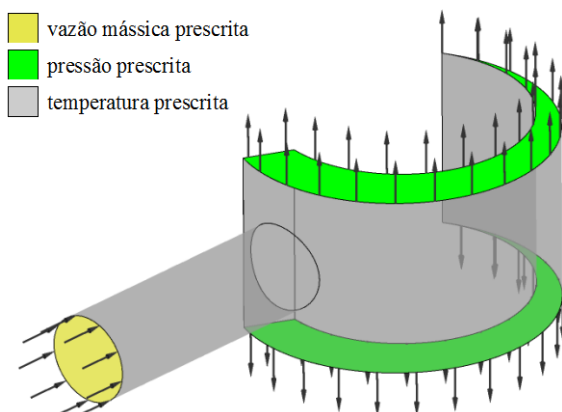


Figura 4.3: Condições de contorno para a geometria de sucção.

Deve ser observado que a simulação é realizada para a condição de escoamento estacionário, sem o movimento do pistão rolante. Desta forma, foi necessário definir uma região para a saída do fluido do domínio. A Figura 4.3 mostra que o fluido entra pelo tubo de sucção e sai pelas superfícies superior e inferior das câmaras.

A partir da solução do escoamento, obtém-se o coeficiente da área efetiva de escoamento ($C_{A_{ee,suc}}$) para os vinte e cinco casos, o qual representa a razão entre as vazões mássicas real ($\dot{m}_{real,suc}$) e ideal ($\dot{m}_{ideal,suc}$) através do orifício de sucção:

$$C_{A_{ee,suc}} = \frac{\dot{m}_{real,suc}}{\dot{m}_{ideal,suc}}. \quad (4.4)$$

A vazão mássica real é obtida das simulações e a vazão mássica ideal é calculada a partir da Equação (4.2). A multiplicação do coeficiente da área efetiva de escoamento, $C_{A_{ee,suc}}$, pela área geométrica do orifício de sucção (A_{so}) resulta na área efetiva de escoamento em cada uma destas configurações, ou seja:

$$A_{ee,suc}(\theta) = C_{A_{ee,suc}}(\theta) A_{so}. \quad (4.5)$$

Os vinte e cinco valores de coeficientes de área efetiva de escoamento são introduzidos no código *Eureqa*, a fim de se obter uma correlação para o modelo de simulação do compressor. Estes coeficientes e as equações obtidas são mostrados no Apêndice B.

4.1.2 Domínio de Descarga

A simulação do domínio de descarga requer um tratamento mais elaborado e demanda um tempo computacional maior quando comparada com a geometria da sucção. A presença da válvula de descarga implica em uma série de ações: (i) cálculo da área efetiva de força, parâmetro inexistente no processo de sucção, (ii) maior refino da malha computacional, uma vez que as menores aberturas de válvula analisadas são da ordem de décimo de milímetro e (iii) número maior de simulações, simulando-se sete aberturas de válvulas em cada posição angular para a obtenção de áreas efetivas de escoamento e de força adequadas para diferentes comportamentos dinâmicos de válvula.

O processo da geração dos diferentes domínios de solução para o domínio de descarga foi similar ao utilizado para o domínio de sucção.

A principal diferença foi a redução do número de posições angulares de vinte e cinco para dez, pois a válvula permanece fechada durante a maior parte do ciclo e os valores dos coeficientes de áreas efetivas são conhecidos nesta condição ($C_{A_{ee,dis}} = 0$; $C_{A_{ef,dis}} = 1$). As malhas para cada uma das configurações de domínio da descarga são geradas seguindo o mesmo procedimento utilizado para o domínio de sucção.

Conforme indicado na Figura 4.4, as condições de contorno utilizadas para solução numérica do escoamento através da válvula de descarga são: (i) vazão mássica prescrita na seção de entrada, (ii) pressão prescrita na saída do escoamento e (iii) condição de não-eskorregamento nas paredes sólidas da válvula, do cilindro e do pistão rolante.

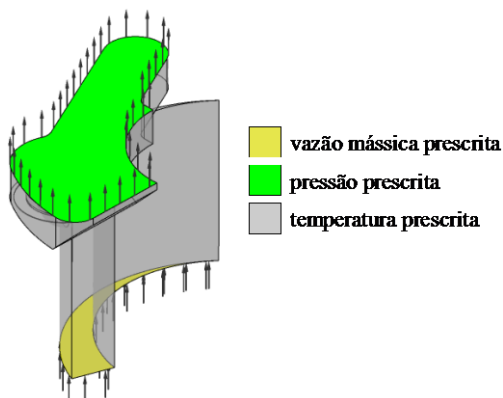


Figura 4.4: Condições de contorno para a geometria de sucção.

Para o domínio de descarga, considerou-se que o fluido entra apenas pela superfície inferior da câmara de compressão e sai pelo rebaixo da válvula. Foram realizadas simulações incluindo a superfície superior da câmara de compressão como condição de entrada de fluido, porém isto resultou em um escoamento inconsistente com aquele esperado para a válvula.

O cálculo da área efetiva de escoamento ($A_{ee,dis}$) é similar ao efetuado para o domínio de sucção, mas considera também a abertura da válvula de descarga. A área efetiva de força ($A_{ef,dis}$) para cada uma das configurações é obtida a partir da Equação (4.6), onde a força resultante na válvula (F_v) e a diferença de pressão (Δp) são obtidas a partir da solução do escoamento.

$$A_{ef,dis}(\theta) = \frac{F_v(\theta)}{\Delta p(\theta)}. \quad (4.6)$$

Correlações para os coeficientes de área efetiva de escoamento e de força são obtidas com o auxílio do código *Eureqa* e, então, implementadas no modelo de simulação do compressor. Estas correlações são mostradas no Apêndice B.

4.2 SIMULAÇÃO DO COMPRESSOR ROTATIVO

O código para simulação do compressor rotativo de pistão rolante foi escrito originalmente em *FORTRAN*, apresentando a vantagem de ser facilmente acoplado ao código *REFPROP*, necessário para o cálculo das propriedades termodinâmicas.

O primeiro passo do algoritmo de solução, como mostrado no fluxograma da Figura 4.5, consiste na leitura dos dados de entrada a partir de um arquivo de texto. Os dados de entrada são divididos em seis grupos: (i) escolha do método a partir do qual determinados cálculos serão efetuados, (ii) parâmetros da simulação, (iii) condições de operação, (iv) características geométricas dos componentes (v) perfil térmico, (vi) propriedades do fluido refrigerante e (vii) parâmetros da válvula de descarga.

O primeiro grupo define o método a ser utilizado no cálculo das propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante no interior das câmaras (conservação da energia ou processos politrópicos), a hipótese de gás (real ou ideal), o tipo de lubrificação (lubrificação com óleo ou sem lubrificação) e a correlação para o cálculo dos coeficientes de troca convectiva de calor nas câmaras de sucção e compressão (Liu e Soedel, 1992 ou Adair, 1972).

No grupo dos parâmetros de simulação estão o incremento da posição angular do pistão rolante ($\Delta\theta$) e o número máximo de ciclos simulados (N) caso o compressor não atinja o critério de convergência. Os dados de entrada referentes às condições de operação são as temperaturas de evaporação (T_{evap}), condensação (T_{cond}), além da caracterização do superaquecimento (T_{sup}) e subresfriamento (T_{sub}).

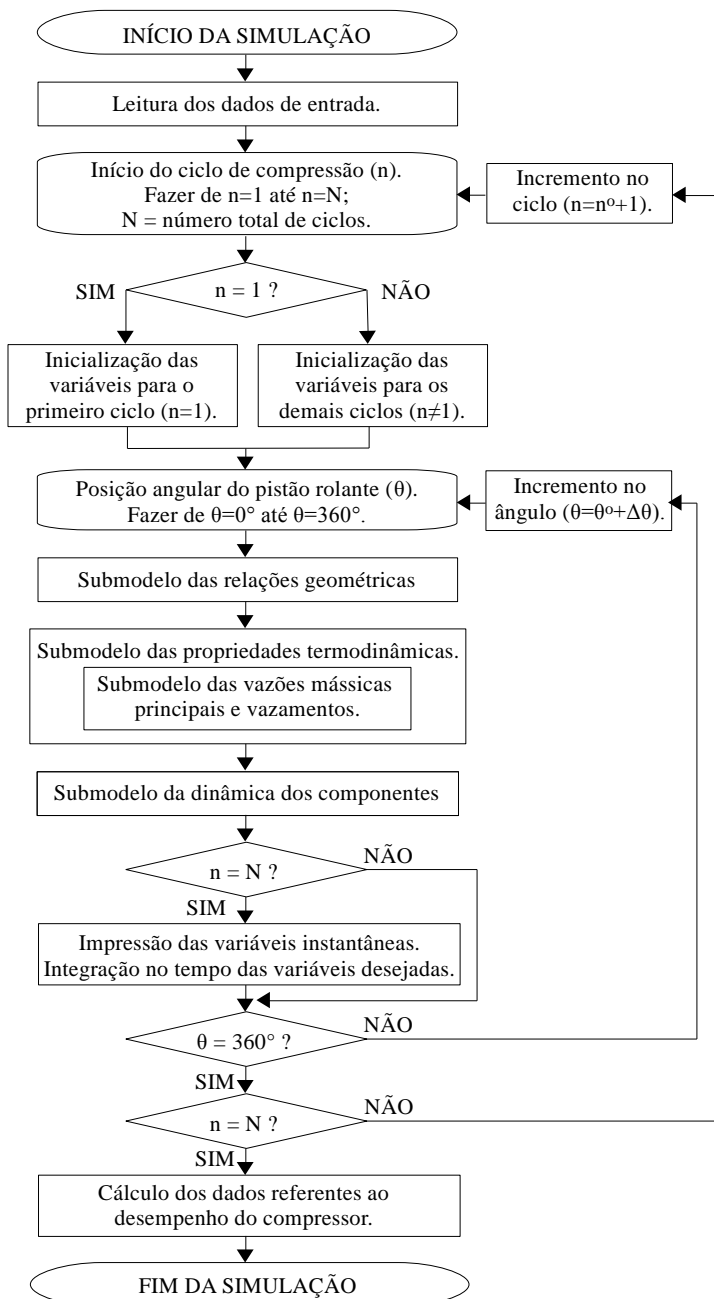


Figura 4.5: Fluxograma da metodologia numérica do compressor.

Os dados de entrada sobre as geometrias dos componentes englobam as dimensões do cilindro, pistão rolante, excêntrico, palheta, orifícios, mancais, contrapesos, válvulas e folgas. Os dados de entrada do perfil térmico são as temperaturas do gás na entrada da câmara de sucção (T_{so}) e da parede do cilindro (T_c). O dado de entrada referente às propriedades termodinâmicas do gás é a constante do gás (R). Por fim, os dados de entrada referentes aos parâmetros da válvula de descarga são a rigidez (k) e a frequência natural (f_n), sendo obtidas experimentalmente.

Os principais dados de entrada com seus respectivos valores para a condição de operação HPB são mostrados nas Tabela 4.1 a Tabela 4.5.

Tabela 4.1: Dados de entrada: parâmetros referentes à simulação.

Parâmetro	Valor	Unid.
Fluido refrigerante	R22	-
Óleo	4GS	-
Passo de integração	0,05	°
Número máximo de ciclos simulados	15	-

Tabela 4.2: Dados de entrada: temperaturas referentes à condição de operação.

Parâmetro	Valor	Unid.
Temperatura de evaporação	7,2	°C
Temperatura de condensação	54,4	°C
Temperatura de retorno de gás	32	°C
Temperatura de retorno do líquido	46,1	°C
Temperatura do ambiente externo	32	°C

Tabela 4.3: Dados de entrada: temperaturas referentes ao perfil térmico.

Parâmetro	Valor	Unid.
Temperatura de evaporação	7,2	°C
Temperatura de condensação	54,4	°C
Temperatura de retorno de gás	32	°C
Temperatura de retorno do líquido	46,1	°C
Temperatura do ambiente externo	32	°C
Temperatura entrada da câmara de sucção	37,8	°C
Temperatura da parede no cilindro	104,4	°C

Tabela 4.4: Dados de entrada: parâmetros referentes à geometria dos componentes.

Parâmetro	Valor	Unid.
Posição angular do orifício de sucção	27	°
Posição angular do orifício de descarga	345	°
Folga mínima	10,50	µm
Folga de topo da palheta	8,20	µm
Folga de topo do pistão rolante	8,20	µm
Folga lateral da palheta	17,83	µm
Folga do mancal principal	13,05	µm
Folga do mancal secundário	13,75	µm
Folga do mancal do excêntrico	14,20	µm
Altura do cilindro	23,80	mm
Altura da palheta	23,79	mm
Altura do excêntrico	19,00	mm
Altura do pistão rolante	23,79	mm
Comprimento do rasgo da palheta	12,41	mm
Comprimento do mancal principal	37,22	mm
Comprimento do mancal secundário	15,82	mm
Diâmetro do orifício de descarga	6,50	mm
Diâmetro do orifício de sucção	9,00	mm
Espessura da palheta	3,21	mm
Espessura do rasgo da palheta	3,25	mm
Excentricidade	3,84	mm
Raio do cilindro	20,01	mm
Raio do eixo no excêntrico	12,49	mm
Raio interno do pistão rolante	12,50	mm
Raio do eixo no mancal principal	7,99	mm
Raio do mancal principal	8,00	mm
Raio do eixo no mancal secundário	7,99	mm
Raio do mancal secundário	8,00	mm
Raio do topo da palheta	4,01	mm
Raio externo do pistão rolante	16,15	mm
Volume do morto (orifício de descarga)	53,30	mm ³

Tabela 4.5: Dados de entrada: parâmetros referentes à válvula de descarga.

Parâmetro	Valor	Unid.
Força de adesão da válvula	1	N
Razão de amortecimento da válvula	0,25	Ns/m
Rigidez da válvula	551	N/m
Frequência natural da válvula	244	Hz
Altura do batente da válvula	1,8	Mm

No primeiro instante de tempo da simulação do primeiro ciclo de compressão ($n=1$), a posição angular do pistão rolante é igual a zero ($\theta=0^\circ$) e há apenas uma câmara (Figura 1.7) . Com a temperatura e a pressão nesta câmara assumindo os valores da condição na linha de sucção, os cálculos são então iniciados para esta posição angular.

Como mostrado na Figura 4.5, o primeiro submodelo chamado no código é o das relações geométricas. Este submodelo calcula os volumes das câmaras de sucção e compressão e as variações destes volumes com o tempo, como pode ser visto no fluxograma deste submodelo (Figura 3.1).

O segundo submodelo acionado se refere às propriedades termodinâmicas. Os cálculos efetuados por este submodelo são apresentados no fluxograma da Figura 3.4. O submodelo aplica inicialmente a conservação da massa nas duas câmaras. Como os volumes das duas câmaras foram calculados no submodelo das relações geométricas, pode-se obter o volume específico do gás nestas câmaras:

$$v_i = \frac{V_i}{m_i}. \quad (4.7)$$

Com os valores do volume específico e da temperatura em cada câmara, calcula-se então as propriedades termodinâmicas a partir do REFPROP. Em seguida calcula-se a taxa de transferência de calor entre o gás e as paredes das câmaras, as vazões mássicas pelo orifício de sucção e pela válvula de descarga e os vazamentos. O submodelo das vazões mássicas nos processos de sucção e descarga, bem como em vazamentos, fornece os dados de entrada para o submodelo das propriedades termodinâmicas, conforme será explicado na sequência. Com isso, calculam-se as variações das temperaturas nas duas câmaras e, posteriormente, o valor das novas temperaturas do gás nestas câmaras, utilizadas no próximo instante de tempo. O último parâmetro calculado

no submodelo das propriedades termodinâmicas é a pressão nas duas câmaras, a partir da equação de estado para gás real.

O terceiro submodelo na sequência do algoritmo é o das vazões mássicas. A sequência dos cálculos no submodelo das vazões mássicas principais e vazamentos é apresentada no fluxograma da Figura 3.7, e a explicação dos cálculos encontra-se na seção 3.3.

O último submodelo chamado pelo código determina a dinâmica dos componentes, através da sequência de cálculos indicados no fluxograma mostrado na Figura A.1, detalhados no Apêndice A.

Após a realização de todos os cálculos dos submodelos, verifica-se se o critério de convergência é satisfeito. O critério de convergência (C_c) é representado pela seguinte relação:

$$C_c = \frac{|m_{cc} - m_{cc}^o|}{m_{cc}} \leq 10^{-5}. \quad (4.8)$$

onde m_{cc} é a massa de gás na câmara de compressão no início do ciclo e m_{cc}^o é a massa de gás na mesma câmara no início do ciclo anterior. Assim, a convergência do procedimento iterativo é considerada alcançada se a massa de gás variar menos do que 0,001% de um ciclo para o outro.

Caso o critério de convergência não seja atendido, atualiza-se a posição angular do pistão rolante (θ) com o acréscimo do incremento de posição angular ($\Delta\theta$) e todos os cálculos são repetidos até a conclusão de um ciclo de compressão ($\theta=360^\circ$). A cada início de um novo ciclo, os valores de temperatura e pressão na câmara de compressão correspondem aos avaliados na última posição do ciclo anterior. Já os valores dessas quantidades na câmara de sucção assumem os valores da temperatura e da pressão na linha de sucção.

Caso o critério de convergência seja satisfeito, as propriedades instantâneas calculadas em cada posição angular do ciclo são impressas. Além disto, calculam-se parâmetros de desempenho do compressor, tais como coeficiente de performance, capacidade de refrigeração, vazões mássicas, vazamentos, eficiências e perdas de potência.

5 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

O presente capítulo apresenta inicialmente, na seção 5.1, detalhes do processo de medição dimensional dos componentes do compressor usado para a validação do modelo de simulação. A instrumentação requerida para medições de temperatura e pressão no interior do compressor é intrusiva, sendo necessárias algumas alterações físicas no compressor através de processos de usinagem, conforme indicadas na seção 5.2. Na sequência, nas seções 5.3 e 5.4, explica-se o procedimento para as medições de temperatura e pressão em diferentes regiões do compressor.

Na seção 5.5, apresenta-se o procedimento de medição das perdas de potência elétrica, mecânica e termodinâmica. A obtenção da perda de potência elétrica implica na medição da curva de eficiência do motor elétrico do compressor, o qual é explicada na seção 5.5.1.

Por fim, descreve-se a bancada experimental, os procedimentos seguidos na realização dos testes e o levantamento das incertezas de medições.

5.1 MEDIÇÃO DIMENSIONAL DOS COMPONENTES

O passo inicial para a viabilização do procedimento de testes consistiu em selecionar e adquirir algumas amostras de um determinado modelo de compressor rotativo de pistão rolante, fornecidos pelo mesmo fabricante. Um dos compressores teve sua carcaça aberta e seus principais componentes foram enviados para medição dimensional.

Como explicado na seção 4.2, as dimensões de alguns componentes do compressor são dados de entrada para o código computacional. Por exemplo, a partir das dimensões destes componentes são obtidos os valores das folgas por onde ocorrem vazamentos. Tais folgas possuem dimensões da ordem de centésimos de milímetro, e, portanto, requerem precisão do procedimento de medição.

Para garantir a precisão requerida, as medições dimensionais de alguns componentes mecânicos do compressor foram efetuadas no Laboratório de Metrologia e Automatização da UFSC (LABMETRO), utilizando-se uma máquina por coordenadas Mitutoyo, modelo Beyond Apex A916. Uma visão global desta máquina é dada na Figura 5.1 (a), enquanto que a Figura 5.1 (b) apresenta a mesma em operação para a medição dimensional do cilindro do compressor.

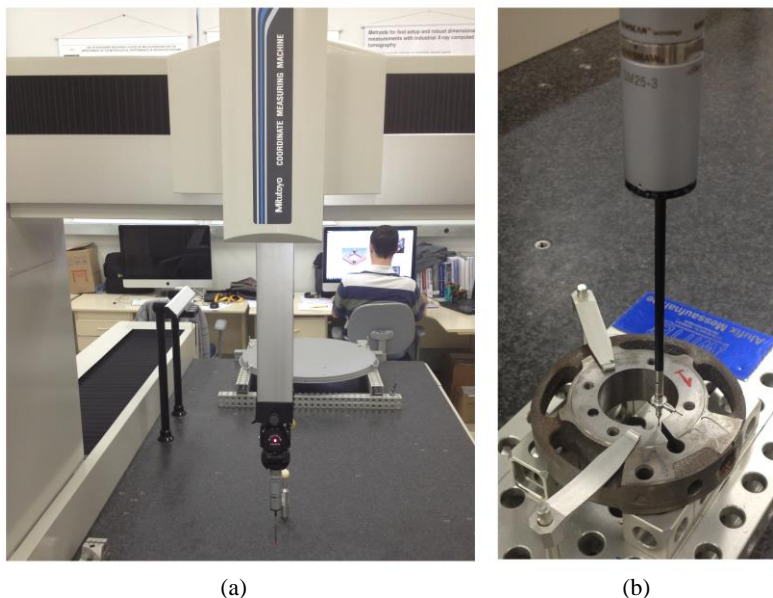


Figura 5.1: (a) Máquina utilizada nas medições. (b) Medição do cilindro.

No LABMETRO foram realizadas as medições dimensionais dos seguintes componentes: (i) cilindro, (ii) pistão rolante, (iii) mancal principal, (iv) mancal secundário, (v) eixo e (vi) palheta. Todos estes componentes possuem influência nos cálculos das folgas. Outros componentes, tais como rotor, estator, carcaça, contrapesos e componentes do sistema da válvula, não requerem a mesma precisão e suas medições dimensionais foram realizadas com paquímetro.

É importante salientar que alguns cuidados foram tomados para a realização da medição dimensional dos componentes. Primeiramente, estudou-se a região da carcaça mais apropriada para ser cortada de forma a não alterar as dimensões dos componentes do *kit* mecânico. Após o processo do corte da carcaça, o óleo presente no interior do compressor foi armazenado, o *kit* mecânico foi retirado e os componentes foram separados a partir da retirada de parafusos. Estes componentes foram armazenados juntamente com o óleo, ali permanecendo até o início das medições, evitando assim a oxidação das peças que certamente afetaria as dimensões originais.

Após a conclusão do processo de medição dimensional, uma representação geométrica do compressor foi realizada com o código *PTC Creo Parametric*. O modelo geométrico do compressor foi

utilizado, por exemplo, nas simulações de áreas efetivas, explicadas na seção 4.1, além de ser conveniente para a visualização do compressor no processo de instrumentação. A Figura 5.2 mostra uma vista do modelo geométrico do compressor.

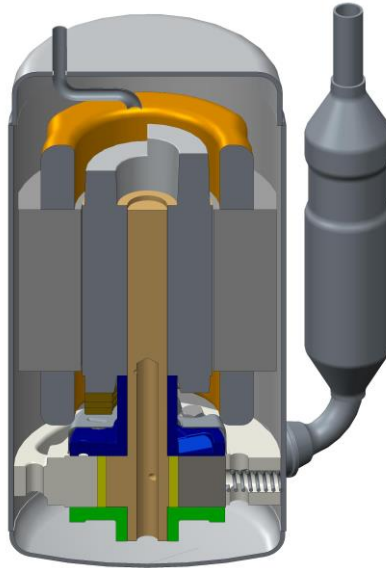


Figura 5.2: Modelo geométrico do compressor.

5.2 ACESSO AO INTERIOR DO COMPRESSOR

Conforme citado no início deste capítulo, deve-se ter acesso aos componentes internos do compressor para a instrumentação de termopares e transdutores de pressão. Como estes componentes devem ficar enclausurados no interior de uma carcaça fechada hermeticamente, a única maneira de acessá-los é cortando esta carcaça.

Visando manter a configuração interna do compressor a mais próxima possível com a original, analisou-se opções de procedimento adequadas para realizar este acesso. Duas possibilidades se destacaram após este estudo. Na primeira, o acesso seria através de um único corte na secção transversal localizada logo abaixo do cilindro de compressão, enquanto na segunda o acesso seria através de dois cortes, mantendo-se o corte da primeira opção e fazendo outro na secção transversal localizada logo acima do motor elétrico.

Realizando-se o acesso ao interior do compressor a partir da primeira configuração, os fios provenientes da instrumentação teriam que sair do compressor pelo único corte efetuado. O procedimento utilizado para fechar o compressor depois de realizado o corte consistiria em soldar uma flange em cada uma das regiões cortadas da carcaça e uni-las através de parafusos. Porém, para garantir a integridade dos fios, torna-se necessário usar um anel de borracha sobre cada uma destas flanges. Um esquema ilustrando os passos para a instrumentação da primeira alternativa é mostrado na Figura 5.3.

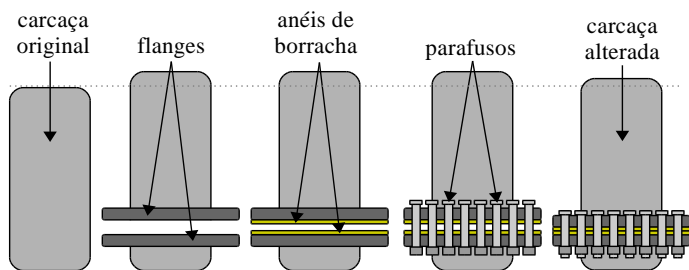


Figura 5.3: Esquema da abertura e fechamento do compressor.

A espessura de cada anel necessária para garantir a integridade dos fios é de quatro milímetros, e com isso, a distância entre o sistema de compressão e o fundo da carcaça aumentaria em oito milímetros. Após análise no código *PTC Creo Parametric*, constatou-se que esta mudança faria com que a bomba de óleo ficasse acima do nível do óleo no fundo da carcaça, impactando negativamente na lubrificação e, assim, no funcionamento do compressor.

Realizando o acesso pela segunda alternativa, além do corte na região inferior do compressor para facilitar o acesso aos componentes do sistema de compressão, realiza-se um segundo corte na região superior do compressor. Este último corte visa permitir a saída dos fios utilizados na instrumentação. Com isso, os anéis de borracha são acoplados apenas às flanges superiores, não modificando a região em que estão localizados o sistema de compressão e a bomba de óleo. Esta segunda configuração foi selecionada como a menos impactante sobre o funcionamento do compressor e, por isto, adotada para a sua instrumentação. A Figura 5.4 mostra o compressor antes e depois das alterações na carcaça.

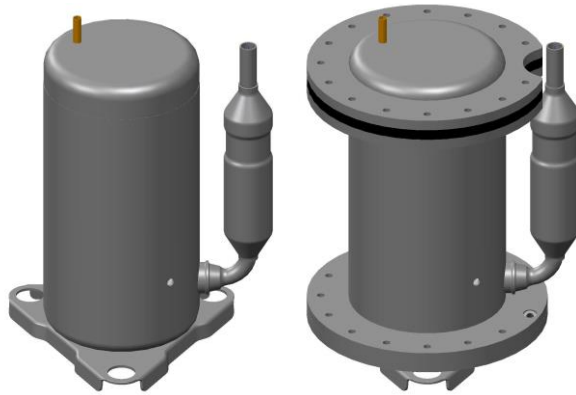


Figura 5.4: Compressor (a) antes e (b) depois das alterações na carcaça.

5.3 MEDIÇÃO DE TEMPERATURA

Como explicado na seção 4.2, algumas temperaturas servem como dado de entrada para o modelo de simulação desenvolvido no presente trabalho. Estas temperaturas são obtidas com o auxílio de termopares, em posições que serão detalhadas a seguir.

5.3.1 Termopares

Os termopares utilizados na instrumentação do compressor são do tipo T, constituídos por dois termoelementos, um positivo (cobre) e um negativo (constantan). De acordo com Barp (2000), este tipo de termopar pode ser utilizado em atmosferas inertes, oxidantes ou redutoras, oferecendo grande precisão devido à grande homogeneidade com que o cobre pode ser processado.

5.3.2 Locais de Medições

As temperaturas requeridas como dados de entrada no código computacional são: (i) temperatura do gás na entrada da câmara de sucção (T_{so}) e (ii) temperatura da parede do cilindro (T_c). A temperatura da parede do cilindro é obtida fazendo-se uma média aritmética dos valores medidos pelos termopares 1 e 2, indicados na Figura 5.5, fixados ao longo da parede do cilindro. Já a temperatura do gás na entrada da câmara de sucção é medida pelo termopar 3, fixado no final do passador de sucção.



Figura 5.5: Localização dos termopares.

Outro termopar foi também fixado na região inferior do interior do compressor com o objetivo de medir a temperatura do óleo bombeado pelo compressor. Embora esta temperatura não seja um dado de entrada do código numérico, a mesma é um dado importante na análise das perdas mecânicas no compressor.

5.3.3 Incertezas de Medição

De acordo com Barp (2000), o desvio máximo admissível na fabricação do termopar tipo T, definido pela norma ANSI, é de $\pm 1^{\circ}\text{C}$. Porém, ainda de acordo com o autor, existem outras fontes de incertezas na medição de temperatura por termopares, como deriva com o tempo, envelhecimento, histerese do termopar, dentre outros. Estima-se que se não houver nenhum erro grosseiro de instrumentação e medição, a incerteza padrão máxima de medição não ultrapassará $\pm 2^{\circ}\text{C}$. Este valor de incerteza de medição é adequado aos propósitos do presente trabalho.

5.4 MEDIÇÃO DE PRESSÃO

Um dos principais objetivos da instrumentação do compressor consiste na obtenção experimental do diagrama p-V do ciclo de compressão. A partir deste diagrama é possível realizar a estratificação das perdas termodinâmicas de potência e utilizá-las para a validação dos resultados numéricos do modelo. A obtenção experimental deste diagrama requer as pressões do gás no interior das câmaras de sucção e compressão ao longo do ciclo.

5.4.1 Transdutores de Pressão

Os transdutores instalados para mensurar as pressões no interior das câmaras de sucção e compressão são do fabricante Kistler, modelo 601A. Este tipo de transdutor emprega cristal de quartzo para gerar um sinal eletrostático de carga proporcional à pressão. De acordo com o manual do fabricante, o transdutor pode ser empregado para mensurar pressões na faixa de 0 a 250 bar sob condições de temperatura de -200 a 200°C. O tempo de resposta extremamente pequeno e o tamanho reduzido do transdutor possibilitam aplicá-lo em compressores e em motores de combustão interna. Na Figura 5.6 é mostrada uma imagem deste transdutor com suas dimensões, retirada do catálogo do fabricante.

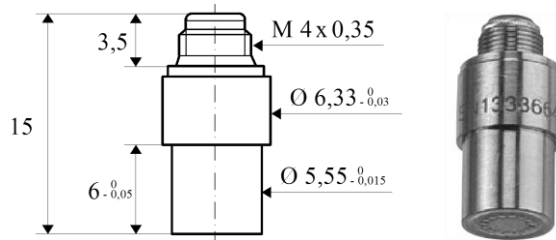


Figura 5.6: Dimensões do transdutor de pressão retirado do catálogo do fabricante.

Um amplificador de carga também do fabricante Kistler, modelo 5011, foi utilizado para receber o sinal de carga do transdutor, amplificá-lo e gerar um sinal proporcional em tensão, o qual é registrado pelo sistema de aquisição a uma taxa da ordem de 50 kHz. Por fim, a tensão resultante do amplificador é convertida em pressão com o auxílio de uma tabela de calibração que acompanha cada transdutor de pressão. Como os transdutores não informam pressões absolutas, e sim pressões relativas, deve-se referenciar a sua leitura de pressão para a obtenção do diagrama p-V.

5.4.2 Calibração do Início da Aquisição

A etapa subsequente à instrumentação dos transdutores de pressão nas câmaras de sucção e compressão consiste na definição do momento exato em que é iniciada a aquisição dos sinais, o qual é um fator muito importante no tratamento dos sinais.

Em compressores rotativos de pistão rolante, existem duas alternativas para o início da medição: (i) no início do ciclo ($\theta=0^\circ$), quando a palheta está no ponto superior e (ii) na metade do ciclo

($\theta=180^\circ$), quando a palheta está no ponto inferior. Estas alternativas são convenientes devido ao fato de haver a inversão do sentido do deslocamento da palheta, sendo teoricamente mais fácil marcar estas posições angulares. Para verificar o deslocamento da palheta utilizou-se um relógio comparador Mitutoyo com precisão de $10\mu\text{m}$ e, para aumentar a resolução angular, anexou-se concentricamente ao eixo um disco com o triplo de seu diâmetro.

As medições no presente trabalho foram iniciadas quando a palheta se encontrava no ponto inferior, portanto, na metade do ciclo. Foi escolhida esta posição, pois além de analisar-se o deslocamento da palheta a partir do relógio comparador, foi possível acompanhar visualmente a movimentação da mesma a partir de um orifício na região do bloco do cilindro, conforme ilustrado na Figura 5.7.



Figura 5.7: Parte da palheta visível.

Com a palheta no seu ponto inferior, fixou-se uma seta no disco concêntrico ao eixo e outra no bloco do cilindro. Estas setas são espelhadas em 45° , para facilitar a visualização de seu alinhamento, e servem para auxiliar na definição da posição da palheta. A Figura 5.8 apresenta o momento em que as setas encontram-se alinhadas.

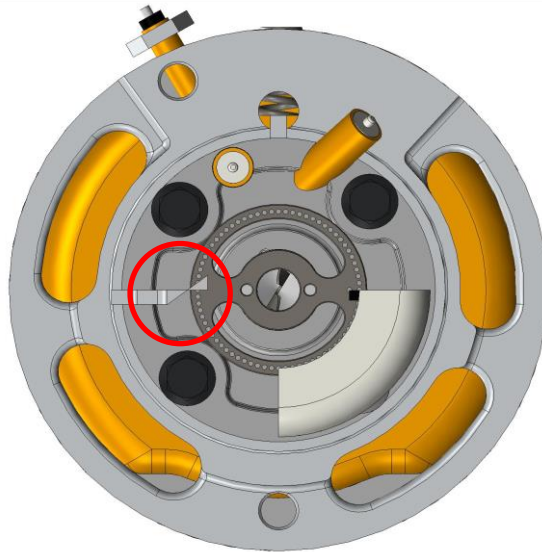


Figura 5.8: Alinhamento das setas.

Depois da finalização desta instrumentação, o compressor é fechado e enviado para a bancada experimental. Os testes retornam os sinais dos transdutores de pressão. O diagrama p-V pode então ser construído pelo estabelecimento da relação entre as pressões das câmaras de sucção e compressão e os volumes das respectivas câmaras.

5.4.3 Referência para os Sinais de Pressão

O estabelecimento de uma referência para o sinal de pressão do transdutor na câmara de sucção é simples de ser realizado. Devido ao grande tamanho do orifício de sucção e à ausência de válvula, basta acrescentar o valor da pressão da linha de sucção ao sinal de pressão.

Por outro lado, o processo para o transdutor da câmara de compressão é um pouco complexo, devido à dimensão reduzida do orifício de descarga e à presença da válvula de descarga. Em função destes fatores, o valor referência adicionado ao sinal de pressão é tomado como sendo a pressão da linha de descarga no instante imediatamente anterior ao fechamento da válvula.

Com as pressões mensuradas pelos transdutores das câmaras de sucção e compressão e os volumes instantâneos destas câmaras, pode-se então obter o diagrama p-V. No entanto, o diagrama p-V obtido experimentalmente apresentou uma discrepância significativa quando

comparado com aquele obtido numericamente, conforme mostra a Figura 5.9. Esta discrepância se deve a alguns fatores que dificultam o processo de calibração. O procedimento para a correção desta discrepância é explicado na seção 5.4.4.

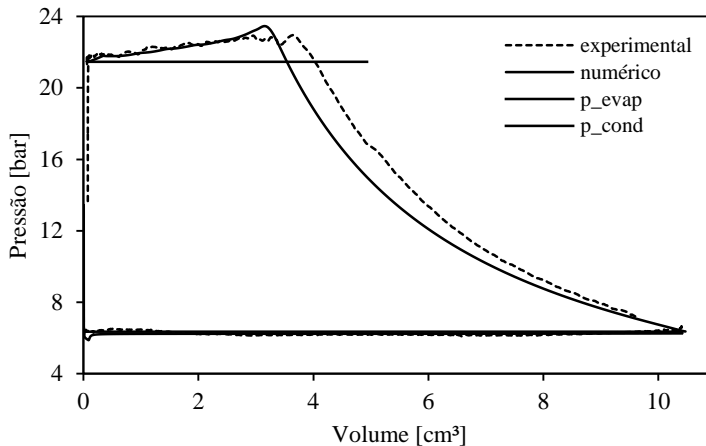


Figura 5.9: Discrepância entre os diagramas p-V.

5.4.4 Correção da Calibração do Início da Aquisição

Apesar da indicação na seção 5.4.2 de que seria fácil delimitar os pontos superior e inferior da palheta, em função de serem posições em que ocorre a inversão do sentido do deslocamento da palheta, constatou-se na prática que alguns fatores dificultam este procedimento. Dentre estes fatores destacam-se três: (i) precisão insuficiente do relógio comparador ($10\mu\text{m}$), (ii) dificuldade em se posicionar o relógio comparador sem inclinação, diminuindo a precisão do procedimento e (iii) deslocamento da palheta nas proximidades do início e da metade do ciclo varia muito pouco com o ângulo, sendo difícil de ser quantificado com exatidão.

Na Figura 5.10 é apresentado um gráfico mostrando a variação do deslocamento da palheta com a posição angular do pistão rolante. Nota-se que a variação do deslocamento da palheta entre os ângulos 170° e 190° é pequena, sendo inferior a $60\mu\text{m}$. Portanto, desvios de $\pm 10^\circ$ na calibração da posição angular do pistão rolante no início das aquisições são admissíveis devido as dificuldades encontradas no processo de medição.

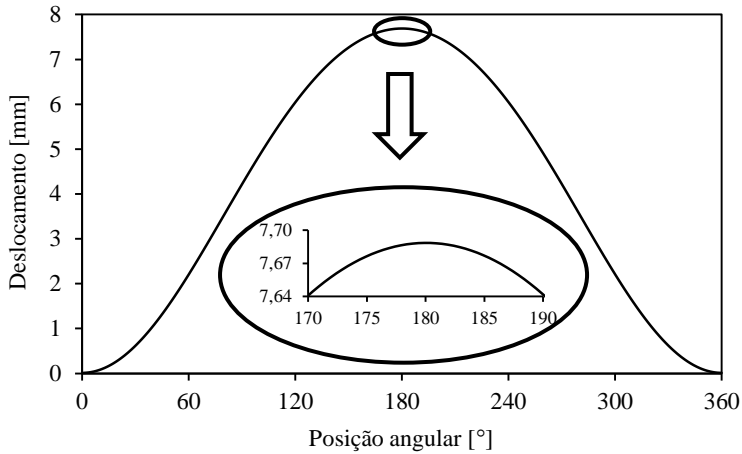


Figura 5.10: Deslocamento da palheta com a posição angular.

Assim, para garantir a posição inicial exata do início das medições, deve-se realizar uma correção neste procedimento. Isto é conseguido a partir do estabelecimento da equivalência entre as posições angulares da abertura da válvula de descarga obtidas numericamente e experimentalmente. Em outras palavras, define-se a posição angular da abertura da válvula do experimento como sendo igual à posição angular obtida na simulação.

Através da solução da dinâmica da válvula é possível calcular numericamente a sua posição de abertura. Porém, a determinação experimental da abertura da válvula para este tipo de compressor é mais complexa. Como o estator do motor deste compressor encontra-se fixo à carcaça, o acesso à válvula de descarga é restrito. Além disso, como a válvula é fixada ao mancal superior através de um batente que é fixado via rebite, uma instrumentação obrigatoriamente necessitaria a retirada deste rebite. Uma vez retirado, não seria possível recolocá-lo e o escoamento nessa região poderia ser alterado significativamente, impedindo a sua comparação com o compressor original ou com o resultado numérico.

Porém, após um minucioso estudo, constatou-se que uma maneira um pouco menos intrusiva de se obter a posição angular da abertura da válvula seria a partir da medição da pressão instantânea na saída da mesma. Com isso, instalou-se um terceiro transdutor de pressão, passante à carcaça do compressor e voltado para a saída da válvula de descarga. A partir das pressões mensuradas por este transdutor e pelo transdutor da câmara de compressão, pode-se determinar a posição

angular da abertura da válvula de descarga. Analisando a variação da pressão mensurada pelo transdutor fixado na saída da válvula, obtém-se um intervalo angular (Figura 5.11) onde a abertura da válvula ocorre. Fazendo-se a média aritmética das posições angulares neste intervalo tem-se uma boa aproximação para a posição angular experimental da abertura da válvula.

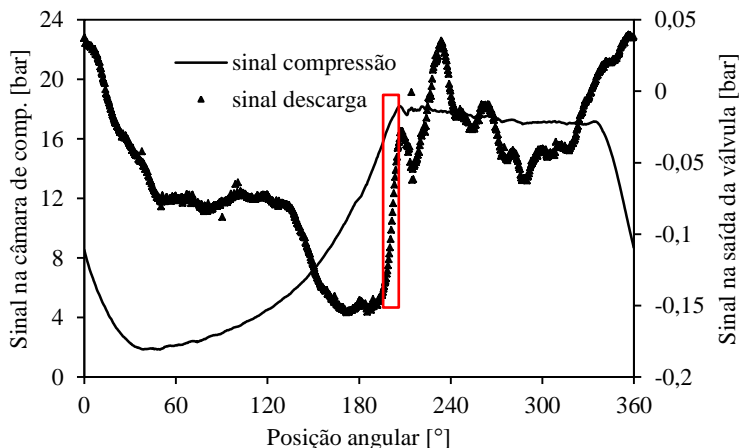


Figura 5.11: Intervalo onde encontra-se a posição angular da abertura da válvula.

Subtraindo-se esta posição angular daquela obtida da simulação, determina-se a correção da posição angular do início da aquisição dos sinais. A posição angular da abertura da válvula obtida numericamente é igual a 210° enquanto que a medição indica um ângulo de $200,5^\circ$. Portanto, o desvio na calibração do início da aquisição é de $9,5^\circ$. A variação do deslocamento da palheta ao longo destes $9,5^\circ$ é de apenas $40\mu\text{m}$, sendo compreensível a dificuldade encontrada no processo de calibração.

Com o uso da correção, a discrepância acentuada observada entre os diagramas p-V na Figura 5.9 desaparece e a concordância entre os diagramas se torna evidente (Figura 5.12).

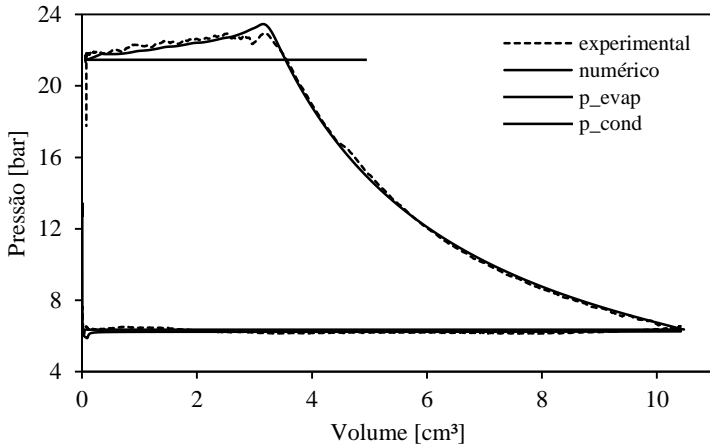


Figura 5.12: Diagrama p-V após a correção da calibração.

5.4.5 Posições de Medição

Para assegurar a medição das pressões nas câmaras de sucção e compressão em todas as posições angulares do pistão rolante, deve-se garantir que os transdutores instalados nestas câmaras permaneçam em contato com as mesmas durante todo o ciclo de compressão.

O movimento anti-horário do pistão rolante promove o aumento do volume da câmara de sucção e a redução do volume da câmara de compressão. Assim, o contato entre o transdutor de pressão e a câmara de sucção deve ocorrer desde o início do processo de sucção, quando o volume da câmara é pequeno. De forma similar, o contato entre o transdutor e a câmara de compressão deve ser mantido até o instante em que a mesma apresenta seu volume mínimo (volume morto) após a descarga do gás.

Após detalhado estudo, considerou-se que os locais ideais para a instalação desses transdutores de pressão são os seguintes: (i) região do chanfro entre o cilindro e o rasgo da palheta para a câmara de sucção; (ii) região do volume morto, junto ao orifício de descarga, para a câmara de compressão. Estas regiões são identificadas na Figura 5.13.

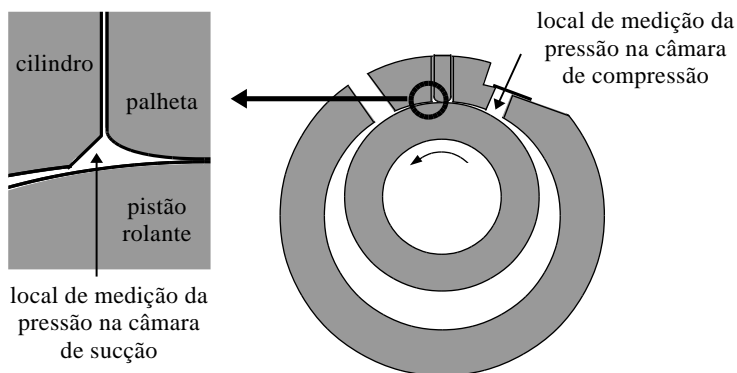


Figura 5.13: Locais escolhidos para a medição das pressões nas câmaras.

Por sua vez, a instrumentação do transdutor de pressão na câmara de descarga na saída da válvula não exigiu tanto estudo. No entanto, tomou-se o cuidado para que as alterações efetuadas no compressor não influenciassem de forma significativa o escoamento nessa região. A região escolhida para a instalação deste transdutor é mostrada na Figura 5.14.

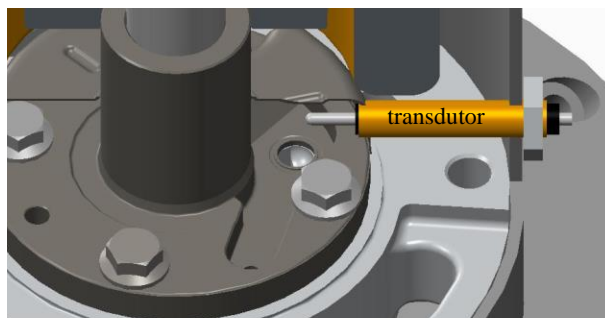


Figura 5.14: Local escolhido para a medição da pressão na saída da válvula.

5.4.6 Procedimento de Usinagem para a Instrumentação

A instalação dos transdutores de pressão nas câmaras de sucção e compressão foi realizada em três etapas. Primeiramente, foram fresados dois furos na região da tampa inferior do cilindro, formada pelo mancal secundário, com o objetivo de servir de alojamento para duas pequenas cápsulas de bronze, onde são fixados cada um dos transdutores. A segunda etapa consiste em fazer dois pequenos canais através de eletroerosão, cada um conectando um destes alojamentos aos locais

mostrados na Figura 5.13 onde serão medidas as pressões. A etapa final consiste em fixar os transdutores nas pequenas capsulas de bronze e fixar cada um destes conjuntos em um dos alojamentos fresados. Na Figura 5.15 são mostrados os canais usinados pelos processos de fresagem e eletroerosão.

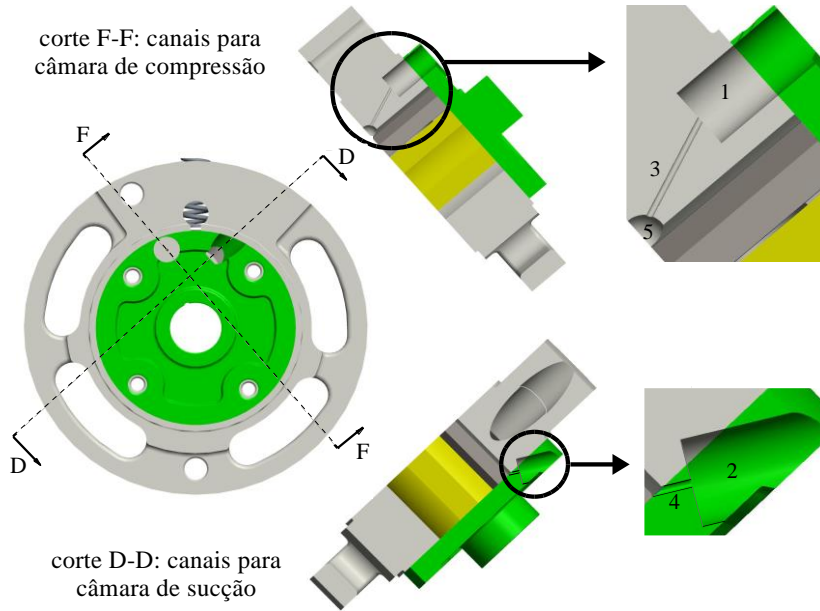


Figura 5.15: Canais feitos pelos processos de fresagem e eletroerosão.

Os canais representados pelos números 1 e 2 na Figura 5.15 foram usinados através do processo de fresagem em uma máquina CNC. Os microcanais representados pelos números 3 e 4 foram usinados pelo processo de eletroerosão, utilizando-se um eletrodo com diâmetro externo de 0,8 milímetros, formado por um tubo capilar de cobre com um furo passante em seu centro a fim de permitir a passagem de fluido lubrificante. Na Figura 5.15 é mostrado também o orifício de descarga, representado pelo número 5.

O procedimento de instalação do transdutor de pressão junto à saída da válvula de descarga foi simples por não requerer uma precisão grande quanto ao local de medição. A usinagem do furo passante foi realizada com uma furadeira de bancada. Na Figura 5.16 é mostrado o local usinado para a introdução deste transdutor de pressão.

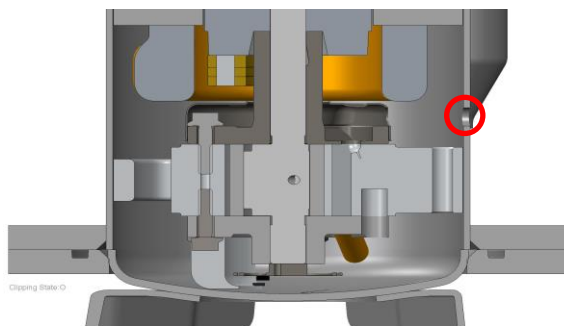


Figura 5.16: Canal feito utilizando uma furadeira de bancada.

O compressor totalmente instrumentado com quatro termopares e três transdutores de pressão para testes em bancada calorimétrica é mostrado na Figura 5.17.



Figura 5.17: Compressor instrumentado pronto para testes.

5.4.7 Incertezas de Medição

A fabricante dos transdutores de pressão (Kistler) utilizados nas medições indica que a incerteza de medição dos mesmos é $\pm 0,12$ bar para a faixa de pressão utilizada no presente trabalho (< 30 bar).

5.5 PERDAS DE POTÊNCIA

Na seção 3.6 foi mostrado como são calculadas as perdas de potência no modelo de simulação. Na presente seção, apresenta-se o método para a determinação experimental destas perdas de potência, necessárias para a validação dos resultados numéricos.

5.5.1 Perdas Elétricas

As perdas de potência do motor elétrico são obtidas a partir de ensaios realizados por um sistema denominado dinamômetro, em que se acopla o motor elétrico do compressor a um transdutor de torque. O procedimento completo destes testes é explicado nesta seção.

Inicialmente, quando os componentes do *kit* mecânico são retirados para medições dimensionais no Laboratório de Metrologia, extrai-se também o motor elétrico, formado por rotor e estator. Este motor elétrico foi encaminhado ao Laboratório de Elétrica da Embraco para a obtenção de sua curva de eficiência em função do torque aplicado por um freio de histerese. Um esquema mostrando o acoplamento entre os componentes presentes neste ensaio é mostrado na Figura 5.18.

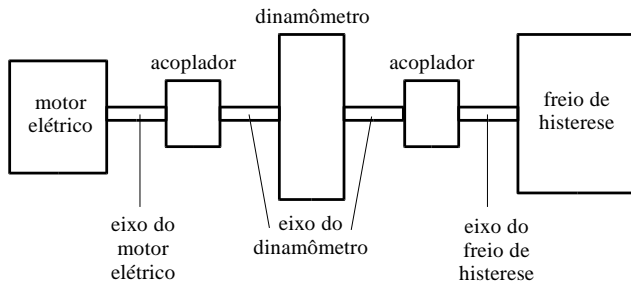


Figura 5.18: Componentes presentes no processo de medição da eficiência elétrica.

De todos os componentes mostrados no esquema da Figura 5.18, apenas dois não são considerados componentes da bancada: o motor elétrico, o qual se deseja extrair a eficiência elétrica, e o seu eixo.

Para garantir a fixação do motor elétrico e a mancalização do seu eixo, deve-se confeccionar algumas peças: (i) um eixo para o motor elétrico, pois é inviável utilizar o eixo original devido a restrições dimensionais, (ii) uma porca de fixação, (iii) duas tampas fixadoras e (iv) duas buchas.

O eixo do motor elétrico possui função de transmitir o torque do rotor aos demais componentes do sistema, sendo acoplado ao rotor pela porca de fixação. As duas tampas fixadoras possuem a função de fixar o estator e o eixo do motor elétrico preso ao rotor, impedindo o movimento axial. Nas extremidades internas das tampas fixadoras são coladas as buchas, cuja função é alojar pequenos mancais pelos quais passa o eixo do motor elétrico. Por fim, estas duas tampas são comprimidas por quatro hastes roscadas espaçadas de noventa graus presas por porcas, fazendo com que o estator, o rotor e o eixo formem um conjunto único, conforme mostrado na Figura 5.19.



Figura 5.19: Conjunto formado pelo estator, rotor e eixo fixado pelas tampas.

Um dos acopladores, representados na Figura 5.18, possui a função de acoplar o eixo do motor ao eixo do dinamômetro, enquanto o segundo acoplador acopla o eixo do dinamômetro ao eixo do freio. Estes acopladores estão presentes para dar mais liberdade ao sistema, eliminando a necessidade de se ter apenas um eixo acoplado com o

motor elétrico, o dinamômetro e o freio de histerese. Assim, para efetuar testes em outros motores, pode-se utilizar a mesma bancada, substituindo apenas o motor e o seu eixo.

O dinamômetro, basicamente, possui a função de mensurar dois parâmetros: (i) o torque entregue ao eixo do motor elétrico; (ii) a velocidade angular deste eixo. O torque mensurado é convertido em potência mecânica a partir da seguinte expressão:

$$W_{sh,exp} = \frac{2\pi T\omega}{60}; \quad (5.1)$$

onde T é o torque mensurado e ω é a velocidade angular do eixo avaliada em rpm.

O freio de histerese mostrado na Figura 5.18 tem a função de promover resistência ao movimento do eixo a partir da aplicação de determinado torque. Quanto maior for este torque resistivo, maior deverá ser o torque no eixo do motor para tentar manter a velocidade angular do motor em 3600rpm. Além disto, quanto maior for o torque resistivo aplicado pelo freio de histerese, maior será também o escorregamento do motor, como será mostrado nesta seção.

Explicadas as funções de cada um dos componentes, são mostradas a seguir as etapas do procedimento de obtenção da curva de eficiência do motor elétrico.

Primeiramente, o motor é acionado e arbitra-se um valor para o torque resistivo ao movimento do eixo, gerado pelo freio de histerese. Este valor arbitrado também está fortemente relacionado com a potência elétrica consumida pelo motor. Quanto maior for o torque resistivo gerado pelo eixo, maior será o consumo elétrico do motor.

Arbitrado o valor do torque resistivo, o dinamômetro mede o torque disponível no eixo do motor. Este torque é convertido em potência mecânica entregue ao eixo, a partir da Equação (5.1). Em paralelo, a tensão (U) e a corrente elétrica (i) do motor são mensuradas por um potenciômetro conectado ao motor e, a partir destes dados, calcula-se a potência elétrica consumida pelo motor:

$$W_{comp,exp} = Ui; \quad (5.2)$$

A partir desses dados, calcula-se a eficiência do motor elétrico referente ao torque resistivo gerado pelo eixo e arbitrado no início do processo:

$$\eta_{ele,exp} = \frac{\dot{W}_{sh,exp}}{\dot{W}_{comp,exp}}; \quad (5.3)$$

Como explicado anteriormente, o valor deste torque resistivo está associado a um determinado valor da potência elétrica. Assim, tem-se a eficiência do motor elétrico também em função da potência elétrica consumida.

A próxima etapa consiste em incrementar o valor do torque resistivo aplicado pelo freio e repetir o procedimento. Com isso, os valores do torque no eixo do motor e da corrente elétrica do motor são modificados, alterando os valores da potência elétrica consumida pelo motor e da potência mecânica entregue ao eixo. Consequentemente, obtém-se um novo valor para a eficiência elétrica referente ao novo valor de torque resistivo ou da potência elétrica consumida pelo motor. Este procedimento é repetido até se alcançar o número de pontos necessários para descrever a eficiência elétrica para a faixa de potência elétrica consumida desejada. A Figura 5.20 mostra a bancada utilizada nos testes e seus componentes.

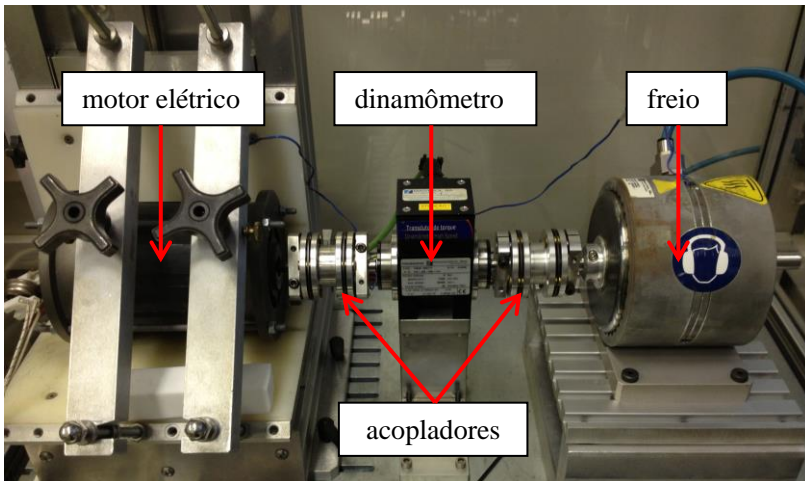


Figura 5.20: Bancada utilizada na medição da eficiência do motor elétrico.

Nas Figura 5.21 e Figura 5.22 são mostradas as curvas da eficiência e da velocidade angular do motor elétrico, respectivamente, em função da potência elétrica consumida e do torque resistivo gerado pelo freio.

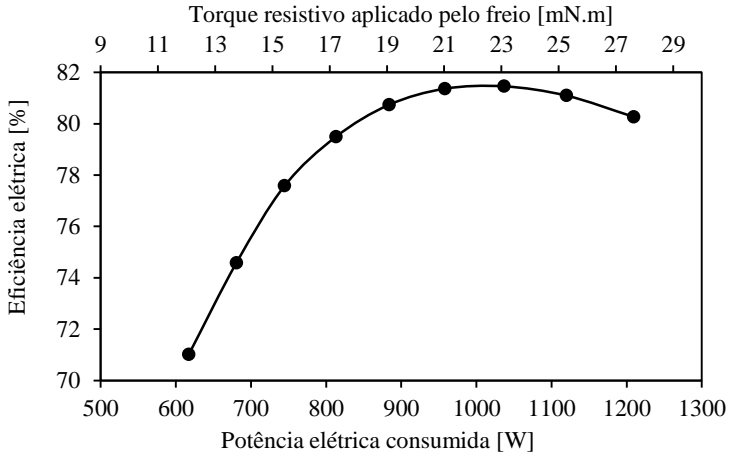


Figura 5.21: Curva da eficiência elétrica do motor em função da potência elétrica consumida e do torque resistivo gerado pelo freio.

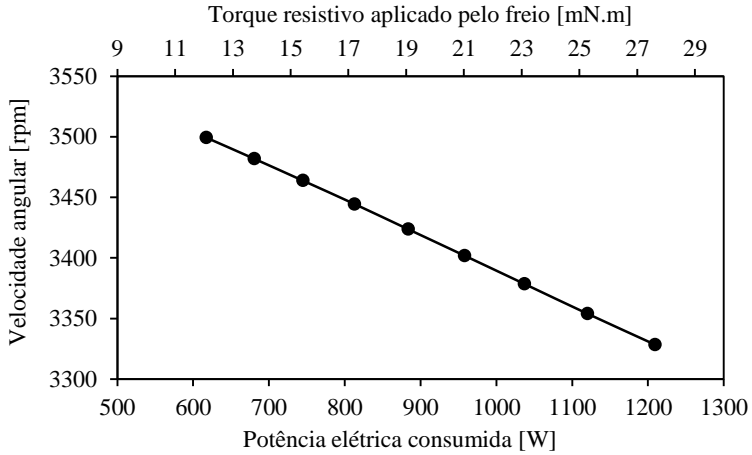


Figura 5.22: Curva da velocidade angular do motor em função da potência elétrica consumida e do torque resistivo gerado pelo freio.

A partir das medições, pode-se então calcular o valor das perdas de potência no motor elétrico ($\dot{W}_{ele,exp}$) a partir da seguinte expressão:

$$\dot{W}_{ele,exp} = (1 - \eta_{ele,exp})\dot{W}_{comp,exp}; \quad (5.4)$$

5.5.2 Perdas Mecânicas

As perdas de potência mecânicas são obtidas a partir da Equação (5.5), que é função dos seguintes dados experimentais: (i) eficiência do motor elétrico ($\eta_{ele,exp}$), cuja obtenção foi explicada na seção 5.5.1, (ii) potência elétrica consumida pelo motor, um parâmetro mensurado na bancada calorimétrica, como será explicado na seção 5.6 e (iii) diagrama p-V obtido experimentalmente, seguindo o procedimento da seção 5.4.5.

$$\dot{W}_{mec,exp} = \eta_{ele,exp} \dot{W}_{comp,exp} - \int p dV ; \quad (5.5)$$

5.5.3 Perdas Termodinâmicas

As perdas de potência nos processos de sucção e descarga são obtidas a partir das medições do diagrama p-V. Os cálculos referentes a estas perdas são explicados com o auxílio da Figura 5.23. A perda de potência devido ao processo de sucção do gás é quantificada a partir da integração da área destacada abaixo da pressão de linha de sucção, enquanto que a parcela devido ao processo de descarga é obtida a partir da integração da área destacada acima da pressão da linha de descarga.

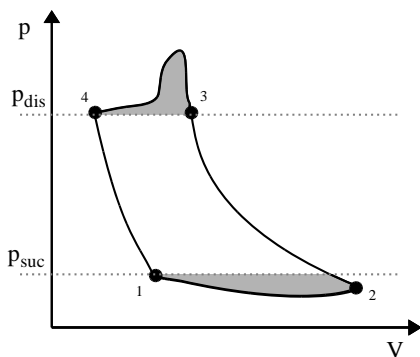


Figura 5.23: Perdas de potência nos processos de sucção e descarga.

As perdas de potência referentes aos processos de compressão e expansão do gás não podem ser calculadas exclusivamente a partir de procedimentos experimentais. Isto ocorre, pois estas perdas são definidas como sendo a diferença entre a potência efetiva e a potência teórica. A potência efetiva pode ser obtida experimentalmente a partir do diagrama p-V, mas a potência teórica consiste na potência que seria

despendida caso os processos de compressão e expansão fossem isentrópicos. Assim, as perdas de potência nos processos de compressão e expansão consistem na diferença entre a potência teórica e a potência efetiva obtida da medição do diagrama p-V, ou seja,

$$\dot{W}_{th2,exp} = \dot{W}_{eff,exp} - \dot{W}_{teo} . \quad (5.6)$$

5.6 BANCADA EXPERIMENTAL

A bancada experimental utilizada para realizar os experimentos no presente estudo foi também utilizada nos trabalhos de Kremer (2006) e Morriesen (2009). Por esta razão, apresentam-se apenas as principais características da mesma e os trabalhos supracitados são indicados para mais detalhes.

As principais funções da bancada são as medições do consumo de potência e a vazão mássica fornecida pelo compressor em determinada condição de operação, além de registrar os sinais dos sensores instrumentados no compressor. Um esquema desta bancada é mostrado na Figura 5.24.

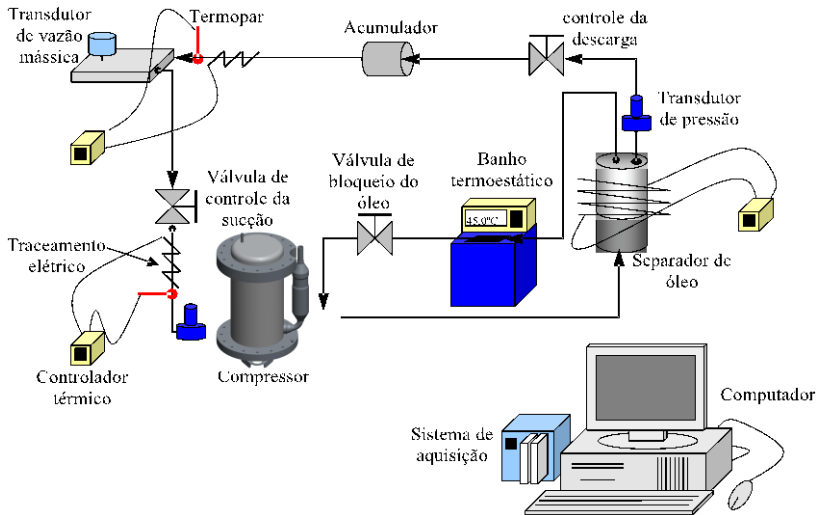


Figura 5.24: Esquema da bancada utilizada nos testes do compressor. Adaptado de Kremer (2006)

Esta bancada opera com o fluido refrigerante no estado superaquecido, sendo comumente referenciada como bancada de ciclo

quente. A bancada conecta-se ao compressor através de tubos de sucção e descarga, nos quais temperatura e pressão são controladas por um banho termoeletrônico e válvulas. Na linha de descarga ainda é instalado um separador de óleo com o objetivo de armazenar o óleo arrastado para a descarga para posteriormente redirecioná-lo ao compressor.

A bancada é equipada também com transdutores de pressão absoluta para mensurar as pressões nas linhas de sucção e de descarga, um transdutor de potência e um medidor por efeito Coriolis para medir a potência consumida e a vazão mássica do compressor, respectivamente. Termopares e transdutores de pressão instrumentados no compressor têm seus sinais registrados pelo sistema de aquisição acoplado ao computador da bancada.

5.6.1 Procedimento dos Testes

Para dar início aos testes, tanto a bancada como o compressor devem ser submetidos a uma condição adequada de vácuo, eliminando assim o ar, a umidade e as impurezas contidas no interior sistema. Concluída a operação de vácuo, o sistema recebe uma carga do fluido refrigerante R-22 e a escala do medidor de fluxo de massa é ajustada para o valor zero.

Terminado este processo, o teste inicia-se com o acionamento do compressor, sendo necessário um período de duas horas para que o mesmo entre em regime perfeitamente cíclico. Durante este período, o operador deve continuamente ajustar as válvulas micrométricas para que as pressões nas linhas de sucção e de descarga se mantenham na condição estabelecida anteriormente. Nesses ajustes, a diferença permitida entre os valores ajustados e especificados para as pressões de sucção e de descarga é de $\pm 1\%$.

Ao longo do teste, as temperaturas, a vazão mássica e a potência consumida pelo compressor são alteradas até que se alcance a condição de regime. O critério adotado para identificar esta condição estabelece que as temperaturas monitoradas apresentem uma variação menor que 1°C e que a capacidade e o consumo do compressor apresentem uma variação menor que 1% durante um período de 45 minutos. Atendida esta condição, é feita uma média com os dados adquiridos nos 10 min seguintes e, então, o teste é finalizado com a aquisição dos sinais de 50 ciclos de pressão.

5.6.2 Incertezas de Medição

Na bancada calorimétrica, a medição das pressões do gás nas linhas de sucção e descarga é efetuada a partir de transdutores de pressão absoluta HBM P3MB, calibrados para a faixa de pressão utilizada. A incerteza fornecida pelo fabricante é de $\pm 0,004$ bar para a medição na linha de baixa pressão e de $\pm 0,1$ bar para a medição na linha de alta pressão. A incerteza associada ao medidor de vazão informada pelo fabricante é de 0,15% do valor da leitura. Finalmente, a incerteza associada ao transdutor de potência é de $\pm 1,37$ W, segundo o fabricante.

6 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e discutidos os principais resultados do presente trabalho. Inicialmente, na seção 6.1, são detalhados os resultados obtidos numericamente para os coeficientes de áreas efetivas do orifício de sucção e da válvula de descarga. Na mesma seção, apresenta-se uma análise dos resultados de vazão mássica nos processos de sucção e descarga.

A seção 6.2 apresenta resultados sobre o desempenho termodinâmico do compressor, incluindo perdas por vazamento e nos diversos processos que compõem o ciclo. Algumas dessas perdas são previstas de simulações e também obtidas experimentalmente a partir do diagrama p-V. Outras perdas, tais aquelas por vazamentos, são avaliadas apenas numericamente.

Na sequência, na seção 6.3, resultados do modelo de simulação são empregados para uma discussão sobre a dinâmica da válvula de descarga, da palheta e eixos em mancais. Nas seções 6.4 e 6.5 são apresentados o inventário de perdas e parâmetros de eficiência do compressor.

A seção 6.6 apresenta comparações entre resultados numéricos e experimentais adotados para a validação de modelo de simulação. Uma vez validado, o modelo é aplicado para analisar o desempenho do compressor em diferentes condições de operação.

6.1 ÁREAS EFETIVAS

Conforme mostrado na seção 4.1, a vazão mássica é um dos parâmetros mais importantes do compressor e dependente muito das áreas efetivas de escoamento e de força nos processos de sucção e descarga. Os detalhes das simulações realizadas para a caracterização dessas áreas efetivas foram apresentados nas seções 4.1.1 e 4.1.2. Nesta seção, discutem-se os resultados obtidos nas simulações.

6.1.1 Processo de Sucção

Como explicado na seção 4.1.1, não existe válvula no processo de sucção e, portanto, a simulação numérica referente a este escoamento considera apenas o coeficiente da área efetiva de escoamento. A Figura 6.1 apresenta a curva do coeficiente de área efetiva de escoamento ao

longo de um ciclo de compressão para o escoamento através do orifício de sucção, obtida das simulações.

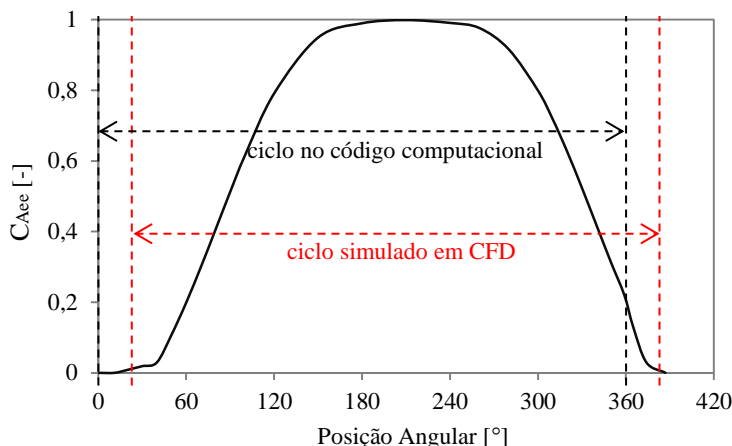


Figura 6.1: Coeficiente da área efetiva de escoamento em função da posição angular do pistão rolante no escoamento através do orifício de sucção.

Analisando a curva da Figura 6.1, nota-se que o coeficiente da área efetiva de escoamento é nulo para o intervalo angular compreendido entre o início do ciclo até as proximidades do início do orifício de sucção. Isso implica que a vazão mássica através do orifício de sucção nesta faixa de posições angulares do ciclo também é nula. De fato, o processo de sucção somente é iniciado a partir do instante que o pistão rolante inicia a sua passagem sobre este orifício.

Verifica-se também que durante o intervalo em que o pistão avança sobre o orifício (aproximadamente entre 14° e 40°), o aumento do coeficiente da área efetiva de escoamento é pequeno, uma vez que a sua presença obstrui o escoamento.

Posteriormente, o pistão rolante se afasta do orifício de sucção e, assim, a sua influência sobre o escoamento diminui gradativamente. Como consequência, o valor do coeficiente da área efetiva de escoamento aumenta até atingir seu valor máximo. Este ponto consiste na posição de maior afastamento entre pistão rolante e orifício de sucção. O valor desta posição angular corresponde a 207°, enquanto que o centro do orifício é localizado na posição de 27°.

A partir desta posição angular, o pistão rolante começa a se reaproximar do orifício de sucção, aumentando cada vez mais a restrição que sua presença causa sobre escoamento. Com isto, para o intervalo

angular compreendido entre 207° e o final do ciclo, o coeficiente da área efetiva de escoamento sofre uma redução gradativa.

Nota-se que o coeficiente de área efetiva de escoamento se torna nulo apenas próximo da posição de 387° (27° do próximo ciclo). Isso ocorre pois nesta posição o pistão rolante encontra-se sobre o orifício de sucção. No entanto, os valores das áreas efetivas de escoamento utilizados como dado de entrada no código computacional são os calculados entre 0° e 360° .

6.1.2 Processo de Descarga

Como explicado na seção 4.1.2, a presença de uma válvula torna mais complexa a simulação do escoamento no processo de descarga do que na sucção. Ademais, além da posição angular do pistão rolante, a área efetiva de escoamento depende também da abertura da válvula. A abertura da válvula depende, por sua vez, da solução de sua dinâmica, a qual deve ser caracterizada por dados de área efetiva de força.

A menor posição angular simulada com o código *Ansys CFX* foi definida como 195° , pois a abertura da válvula em várias condições de operação nunca ocorreu antes da posição angular de 200° . No entanto, como margem de segurança, as simulações do escoamento foram realizadas a partir de 195° . Na Figura 6.2, são mostrados resultados para o coeficiente de área efetiva de escoamento em função da posição angular do pistão rolante e diferentes aberturas da válvula de descarga.

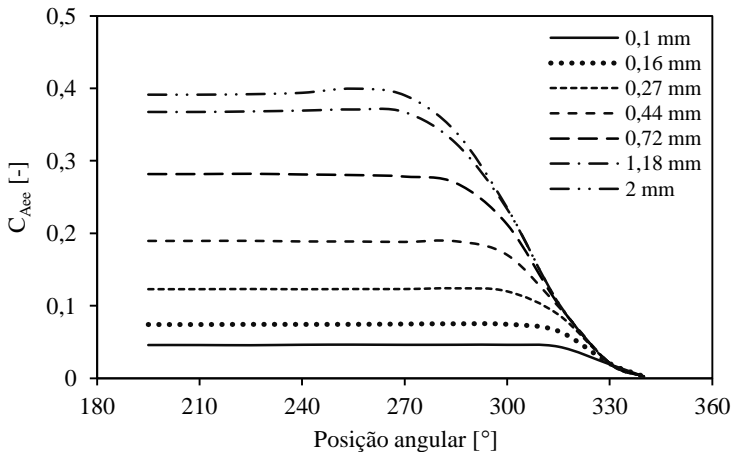


Figura 6.2: Coeficiente da área efetiva de escoamento em função da posição angular do pistão rolante no escoamento através da válvula de descarga.

A Figura 6.2 mostra que o coeficiente de área efetiva de escoamento aumenta com a abertura da válvula. Este é um resultado esperado, pois quanto maior for esta abertura maior será a área disponível para o escoamento, aumentando a vazão mássica.

Ainda na Figura 6.2, nota-se que o coeficiente da área efetiva de escoamento começa a ser reduzido em posições angulares distintas para cada uma das aberturas da válvula. Isto ocorre devido ao fato de que em aberturas maiores da válvula ocorre menor resistência ao escoamento e, conseqüentemente, a restrição imposta pelo pistão rolante é percebida mais cedo. Naturalmente, o inverso acontece nas menores aberturas da válvula.

Na Figura 6.3, são mostradas as curvas do coeficiente de área efetiva de força em função da posição angular do pistão rolante para diferentes aberturas da válvula de descarga.

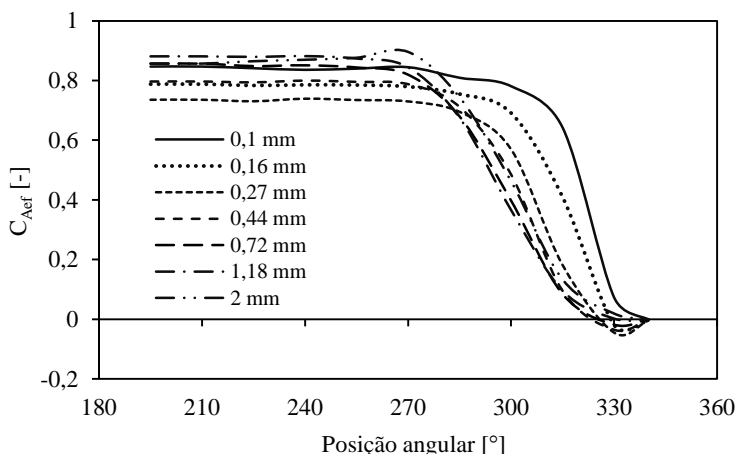


Figura 6.3: Curvas do coeficiente da área efetiva de força em função da posição angular para diferentes aberturas da válvula no escoamento pela válvula.

Para auxiliar no entendimento dos fenômenos relacionados à área efetiva de força, é fornecida outra representação dos mesmos dados na Figura 6.4, na qual a abertura da válvula é colocada no eixo da abscissa e cada curva representando uma posição angular.

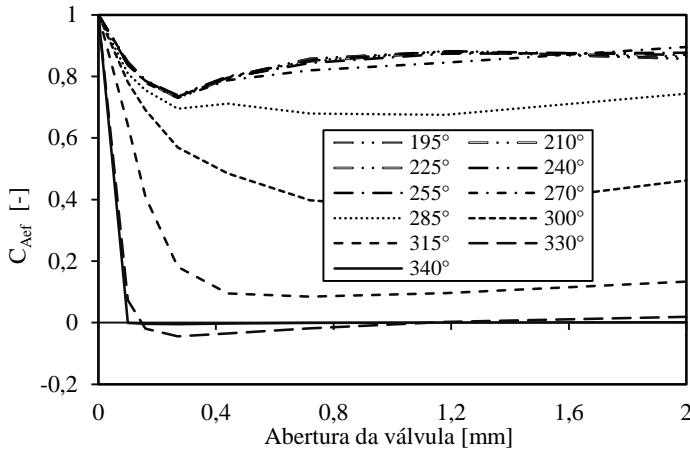


Figura 6.4: Curvas do coeficiente da área efetiva de força em função da abertura da válvula para diferentes das posições angulares no escoamento pela válvula.

Analizando o diagrama apresentado na Figura 6.4, nota-se que o coeficiente da área efetiva de força sofre um decaimento acentuado em pequenas aberturas da válvula. Isto é explicado pelo fato de que no instante em que a válvula começa a abrir, o escoamento entre a válvula e seu assento atinge velocidades elevadas, diminuindo consideravelmente a pressão na região entre a válvula e o assento e, conseqüentemente, a área efetiva de força. Assim, à medida em que a válvula atinge aberturas maiores, a velocidade do escoamento diminui, aumentando a pressão naquela região e o mesmo acontecendo com a área efetiva de força.

Analizando o diagrama apresentado na Figura 6.3, nota-se que para as posições angulares menores, a área efetiva de força é maior. Isso ocorre, pois o escoamento é mais intenso, resultando em uma maior força sobre a válvula. À medida que o ângulo aumenta, a restrição do escoamento também cresce, diminuindo a vazão mássica e a força resultante sobre a válvula.

Correlações para os coeficientes das áreas efetivas de escoamento e de força foram estabelecidas a partir dos resultados numéricos desta seção, seguindo o procedimento detalhado no Apêndice B. Tais correlações foram então implementadas no modelo de simulação do compressor.

6.1.3 Efeito das Áreas Efetivas sobre a Vazão do Compressor

Um dos principais impactos causados pela área efetiva de escoamento é observado na vazão mássica, em função da relação entre as mesmas estabelecida pela Equação (3.45). A vazão mássica é um dos parâmetros mais importantes de um compressor e, portanto, incertezas associadas ao cálculo das áreas efetivas devem ser minimizadas.

A Figura 6.5 apresenta o resultado da vazão mássica através do orifício de sucção ao longo de um ciclo de compressão. Observando esta figura, verifica-se que a vazão mássica é nula no intervalo angular entre o início do ciclo e o início da passagem do pistão rolante sobre orifício. Isto é explicado pelo fato de a área efetiva de escoamento ser nula nesta posição do ciclo.

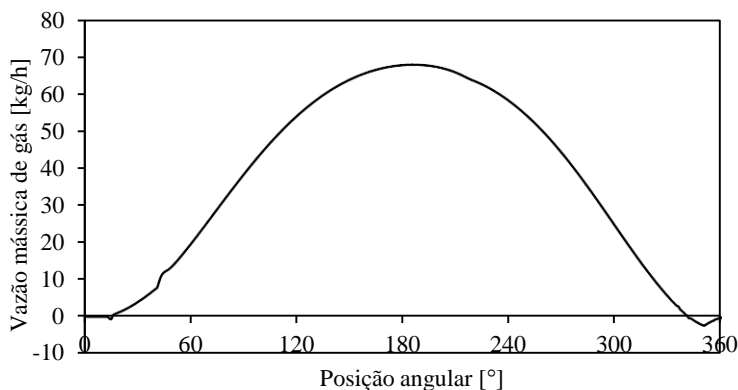


Figura 6.5: Vazão mássica instantânea através do orifício de sucção.

Na seção 6.1.1, observou-se que a área efetiva de escoamento atinge seu valor máximo no ângulo de 207°. No entanto, a Figura 6.5 mostra que a vazão mássica através do orifício de sucção é máxima exatamente na metade do ciclo. Isto é explicado pelo fato de que a vazão mássica também é influenciada pela razão de pressão a qual é submetido o escoamento. Portanto, é na metade do ciclo onde a interação entre a diferença de pressão e a área efetiva de escoamento implica na maior vazão mássica.

Por fim, verifica-se que em posições angulares imediatamente anteriores ao final do ciclo, a vazão mássica através do orifício de sucção assume valores negativos. Nestas posições do ciclo, a pressão no interior da câmara de sucção assume valores ligeiramente maiores que a pressão na linha de sucção, gerando um refluxo de gás. O principal fator

responsável por esta elevação de pressão é a reexpansão do gás aprisionado no volume morto do orifício de descarga.

A vazão de massa que passa através da válvula de descarga ao longo de um ciclo de compressão é indicada na Figura 6.6. Verifica-se que o escoamento através da válvula de descarga só é iniciado em posições angulares posteriores à metade do ciclo. Este dado está coerente, uma vez que a abertura da válvula inicia-se na posição angular de 210° , como será mostrado na seção 6.3.1.

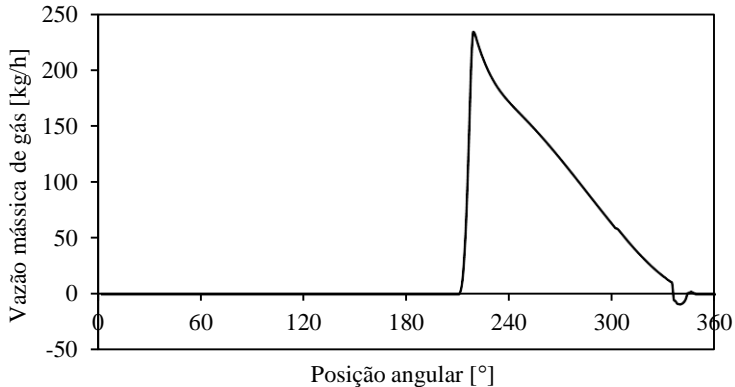


Figura 6.6: Vazão mássica instantânea através da válvula de descarga.

Observa-se também que a vazão mássica atinge seu valor máximo na posição angular de 220° , devido ao fato de a pressão no interior da câmara de compressão atingir seu valor máximo neste instante. Nota-se que o intervalo angular entre o início da vazão mássica e seu ponto de máximo é de aproximadamente 10° . No entanto, o intervalo angular entre as posições de vazão máxima e de vazão nula é muito maior. Isto porque a variação de pressão é muito mais acentuada durante o processo de abertura da válvula do que durante o seu fechamento. A explicação deste resultado pode ser subsidiada pelo diagrama p-V mostrado na seção 6.2 a seguir.

A presente seção demonstrou que os resultados de vazões mássicas nos processos de sucção e de descarga se mostram dentro do esperado.

6.2 DESEMPENHO TERMODINÂMICO DO COMPRESSOR

Conforme descrito no Capítulo 1, o compressor rotativo estudado no presente trabalho foi projetado para operar em uma condição HBP,

representada pelo par de temperaturas de evaporação e condensação ($7,2^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$). Porém, para fins de comparação e aplicação de modelo de simulação, o desempenho termodinâmico do compressor foi também analisado na condição de operação MBP ($-6,7^{\circ}\text{C}/54,4^{\circ}\text{C}$). A Tabela 6.1 relaciona as principais temperaturas referentes às condições de operação HPB e MBP aplicadas ao compressor. Os resultados deste capítulo até a seção 6.5 são referentes à condição de operação HBP, enquanto que a seção 6.6 considera os resultados para a condição MBP.

Tabela 6.1: Temperaturas referentes à condição de operação HBP.

Temperaturas	[$^{\circ}\text{C}$]
Temperatura de evaporação	7,2
Temperatura de condensação	54,4
Temperatura de retorno do gás	32,0
Temperatura do ambiente externo	32,0
Temperatura de retorno do líquido	46,1

A análise do desempenho termodinâmico do compressor é baseada nos diagramas p-V obtidos experimentalmente e através de simulações com o modelo desenvolvido. A partir da Figura 6.7, nota-se que os diagramas p-V obtidos das medições e do modelo apresentam boa concordância entre si. As posições do ciclo com maiores discrepâncias são: (i) o início do processo de sucção, (ii) o final do processo de sucção e (iii) o início do processo de descarga, logo após a abertura da válvula de descarga.

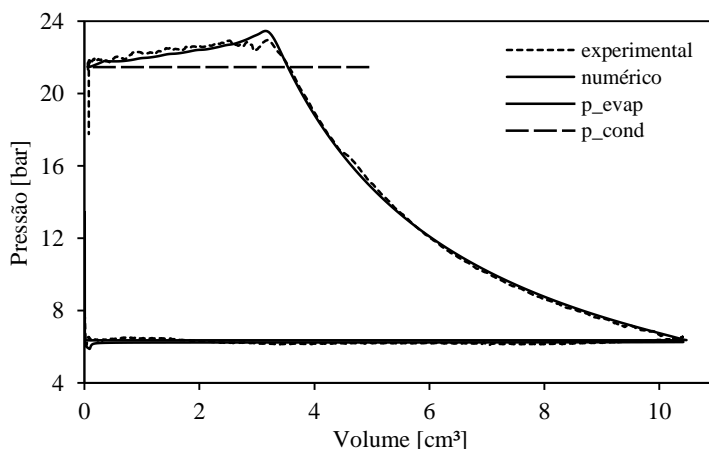


Figura 6.7: Diagrama p-V para a condição de operação HBP.

A pequena diferença entre os resultados no início do processo de sucção ocorre porque o modelo numérico prevê uma queda mais rápida na pressão. O resultado experimental mostra que a pressão na câmara de sucção se mantém acima da pressão da linha de sucção por um determinado tempo. Isto pode ser causado por um pequeno vazamento pelo topo da palheta, possivelmente causado pela instrumentação do transdutor de pressão, implicando na entrada de gás a alta pressão na câmara de sucção. Este vazamento poderia reduzir a queda da pressão no interior desta câmara.

O rápido decréscimo da pressão na câmara de sucção visualizado no resultado numérico pode ser explicado pelo fato de haver uma expansão sem haver entrada de massa, uma vez que o pistão rolante bloqueia o orifício de sucção até determinada posição angular. Logo após o pistão rolante passar pelo orifício, o escoamento é iniciado e a pressão no interior da câmara de sucção começa a subir. Com o avanço do pistão rolante, a pressão na câmara tende a se equilibrar com a pressão da linha de sucção, sofrendo apenas pequenas oscilações. Já no resultado experimental, a pressão também tende a se estabilizar em um valor próximo ao valor da pressão da linha de sucção, porém sem mostrar o pico verificado no resultado numérico.

No final do processo de sucção, os resultados experimental e numérico mostram uma elevação da pressão no interior da câmara de sucção, atingindo valores um pouco acima da pressão da linha de sucção. O resultado experimental apresenta uma elevação ligeiramente mais acentuada. Esta elevação da pressão no interior da câmara para valores acima da pressão da linha de sucção consiste em um dos fatores causadores do refluxo através do orifício de sucção, observado na Figura 6.5.

Por fim, as discrepâncias entre os resultados numéricos e experimentais no início do processo de descarga podem ser atribuídas a fatores como: (i) deficiências na modelação da dinâmica da válvula através de um sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade, (ii) erros na caracterização das áreas efetivas e (iii) problemas na caracterização dos experimentos. Vários picos de sobrepressão observados no resultado experimental não estão presentes no resultado numérico.

Apesar das discrepâncias entre os diagramas, a concordância pode ser considerada bastante satisfatória para a abordagem adotada na análise. A fim de completar esta análise, a seção 6.2.1 apresenta uma comparação entre resultados numéricos e experimentais de perdas termodinâmicas.

6.2.1 Perdas Termodinâmicas

Na seção 3.6.3 foram detalhados os cálculos realizados no modelo referentes às perdas de potência termodinâmicas, enquanto que na seção 5.5.3 foi explicado o procedimento para determinar estas perdas do diagrama p-V experimental. Nestas seções, as perdas termodinâmicas foram subdivididas em três parcelas: (i) perdas no processo de sucção, (ii) perdas no processo de descarga e (iii) perdas nos processos de compressão e expansão. Os resultados experimentais e numéricos para estas perdas são apresentados na Tabela 6.2.

Tabela 6.2: Perdas de potência termodinâmicas.

Perdas de Potência	Instr. [W]	Num. [W]	Desv. [%]
Perdas na sucção	2,2	2,0	9,1
Perdas na descarga	18,2	16,7	8,2
Perdas na compressão/expansão	67,7	66,7	1,4

Como pode ser percebido, as perdas de potência no processo de sucção são pequenas quando comparadas às perdas no processo de descarga. Esta diferença pode ser explicada pela ausência de válvula na sucção. Com isto, as perdas no processo de sucção são causadas quase que exclusivamente devido às perdas de carga no orifício e no tubo de sucção. O fato de ambos possuírem diâmetros relativamente grandes contribui para que as perdas sejam baixas.

Comparando os resultados numérico e experimental para as perdas no processo de sucção, verifica-se uma discrepância de aproximadamente 9%, ou seja, 0,2W de diferença. Esta diferença pode ser uma consequência do possível vazamento pelo do topo da palheta causado pelo procedimento de instrumentação, comentado na seção 6.2.

A comparação entre os resultados para as perdas de potência no processo de descarga mostra uma diferença de 8%. Este nível de concordância pode ser considerado satisfatório, tendo em vista que esta região foi bastante afetada pela instrumentação do compressor. Conforme mostram os diagramas p-V da medição e do modelo, parte desta concordância ocorre por uma compensação das diferenças entre os níveis de pressão. Por exemplo, embora o valor do primeiro pico de pressão referente ao resultado experimental seja um pouco menor do que aquele do resultado numérico, os demais picos ficam acima e as áreas referentes às perdas no processo de descarga resultam próximas.

Finalizando a análise das perdas termodinâmicas, a Tabela 6.2 mostra que os resultados para perdas nos processos de compressão e expansão são muito próximos, apresentando uma diferença inferior a 2%.

Em função do exposto nesta seção, conclui-se que o modelo é capaz de prever os parâmetros de desempenho termodinâmico do compressor em concordância com os dados experimentais.

6.2.2 Perdas por Vazamento

Os vazamentos através das folgas entre os componentes dinâmicos foram calculados apenas numericamente, uma vez que testes experimentais para esta finalidade são complexos e estão fora do escopo do presente trabalho. No entanto, a proximidade entre os diagramas p-V numérico e experimental, assim como entre as perdas de potência termodinâmicas, é um bom indicativo que os vazamentos obtidos a partir do modelo estejam coerentes com os vazamentos no compressor.

A Tabela 6.3 mostra as magnitudes dos vazamentos através das diversas folgas entre os componentes do compressor. Na mesma tabela, para cada um dos vazamentos é associado um valor percentual para caracterizar as contribuições relativas sobre a perda de eficiência volumétrica causada pela totalidade dos vazamentos.

Tabela 6.3: Perdas de vazão mássica devido a vazamentos.

Vazamentos	Num. (kg/h)	(%)
Folga mínima	0,274	40,5
Palheta (lateral)	0,102	15,1
Face da câmara de sucção	0,067	9,9
Face da câmara de compressão	0,035	5,2
Pistão rolante (topo)	0,138	20,4
Câmara de sucção	0,085	12,6
Câmara de compressão	0,053	7,8
Palheta (topo)	0,009	1,3
Refluxo pelo orifício de sucção	0,078	11,5
Refluxo pela válvula de descarga	0,076	11,2
Total	0,677	-

Analisando a Tabela 6.3, nota-se que cerca de 40% de todo o vazamento observado no compressor corresponde ao vazamento através da folga mínima. Este resultado vai de encontro aos resultados obtidos

por vários autores, tais como Yanagisawa e Shimitzu (1985a), Yanagisawa e Shimitzu (1985b) e Krueger (1988), que também constataram que os vazamentos através da folga mínima são os mais importantes para este tipo de compressor.

Os vazamentos pelas faces laterais da palheta representam aproximadamente 15% do vazamento total do compressor. Como explicado na seção 3.4.2, estes vazamentos podem ser subdivididos em duas parcelas: (i) vazamento entre a câmara de sucção e o ambiente interno e (ii) vazamento entre a câmara de compressão e o ambiente interno.

Os resultados mostram que o vazamento entre a câmara de sucção e o ambiente interno da carcaça é quase duas vezes mais significativo que o vazamento entre a câmara de compressão e o ambiente interno. Isto se deve ao fato de que estes vazamentos são calculados em função da diferença de pressão entre a montante e a jusante do escoamento. Como a diferença de pressão média entre a câmara de sucção e o ambiente interno é maior que a diferença da pressão média entre a câmara de compressão e o ambiente interno, espera-se que o primeiro vazamento seja maior.

Já os vazamentos através das folgas entre as faces de topo do pistão e as tampas do cilindro, formadas pelos mancais principal e secundário, são responsáveis por cerca de 20% da perda de eficiência volumétrica causada pelos vazamentos. Estes vazamentos podem ser subdivididos da mesma maneira que os vazamentos através das faces laterais da palheta. Pela mesma explicação anterior, o vazamento entre a câmara de sucção e o ambiente interno é mais significativo que o vazamento entre a câmara de compressão e o ambiente interno.

Os resultados para os vazamentos através das folgas entre as faces de topo da palheta e as tampas do cilindro são insignificantes, representando apenas 1% do vazamento total do compressor. Isto se deve à ortogonalidade entre as direções do movimento da palheta e do escoamento do gás.

Por fim, os vazamentos por refluxo através do orifício de sucção e da válvula de descarga possuem praticamente a mesma influência sobre a perda de eficiência volumétrica, sendo cada um responsável por 11% da totalidade dos vazamentos.

6.3 DINÂMICA DOS COMPONENTES

Nesta seção são apresentados resultados numéricos da dinâmica de componentes que compõem o *kit* mecânico do compressor: (i)

válvula de descarga, (ii) palheta e (iii) eixos do excêntrico e dos mancais principal e secundário.

6.3.1 Válvula de Descarga

Como explicado na seção 3.3.2, a válvula de descarga é modelada por um sistema massa-mola-amortecedor com um grau de liberdade. A Figura 6.8 mostra o resultado numérico para a abertura da válvula de descarga em função da posição angular do pistão rolante durante um ciclo de compressão completo.

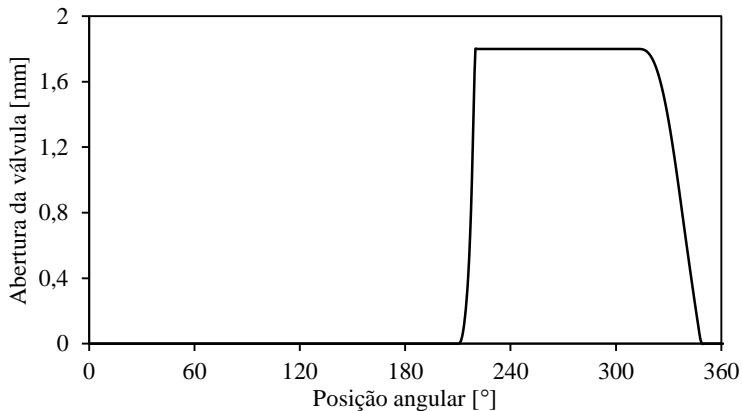


Figura 6.8: Abertura da válvula de descarga.

Nota-se que a válvula de descarga permanece fechada durante toda a primeira metade do ciclo, somente iniciando sua abertura quando o pistão rolante passa da posição angular de 180°. A válvula atinge sua abertura máxima rapidamente após o início de sua abertura, a qual é limitada por um batente. A válvula permanece totalmente aberta durante grande parte do processo de descarga, iniciando o seu fechamento pouco antes do término do ciclo de compressão.

A inclinação da curva no processo de abertura da válvula é sensivelmente mais íngreme que no fechamento. A abertura da válvula é ditada pelo aumento da pressão na câmara de compressão que ocorre rapidamente com o avanço do pistão rolante, resultando assim em um processo de abertura também rápido. Por outro lado, o processo de fechamento é controlado pela rigidez da válvula e pela queda de pressão na câmara de compressão.

A Tabela 6.4 indica as posições angulares das seguintes etapas da abertura da válvula: (i) início da abertura, (ii) abertura máxima, (iii) início do fechamento e (iv) fechamento completo.

Tabela 6.4: Status da válvula com a evolução da posição angular.

Movimentação da válvula	Posição angular
Início do ciclo, válvula fechada	0°
Início do processo de abertura	210°
Válvula totalmente aberta	219°
Início do processo de fechamento	314°
Válvula totalmente fechada	348°
Final do ciclo, válvula fechada	360°

6.3.2 Palheta

De acordo com a Equação (0.5), o deslocamento da palheta é função apenas da posição angular e das dimensões geométricas do cilindro e da palheta e, portanto, o seu cálculo é bastante direto. Como explicado na seção 5.4.4, o movimento da palheta foi usado para a calibração do início da aquisição das medições no presente trabalho. O deslocamento da palheta em função da posição angular para um ciclo de completo de compressão é mostrado na Figura 6.9.

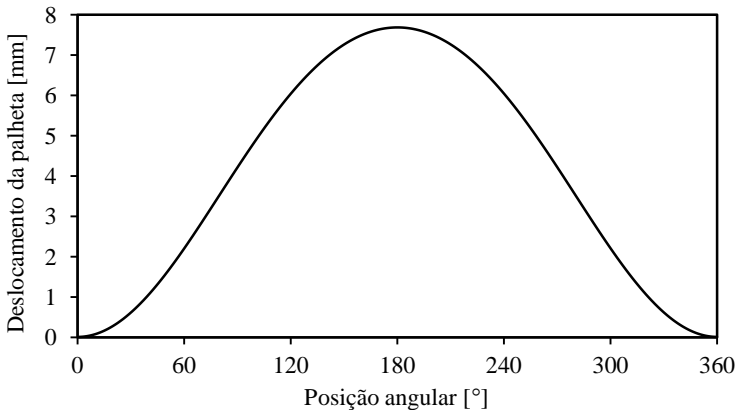


Figura 6.9: Deslocamento da palheta.

Verifica-se que o deslocamento varia pouco nas posições angulares próximas a 0° e 180°, e bastante nas posições próximas a 90°

e 270° . Isso implica que a velocidade da palheta é baixa quando o pistão rolante está próximo ao início e à metade do ciclo, e elevada nas posições próximas a 90° e 270° , como mostra a Figura 6.10.

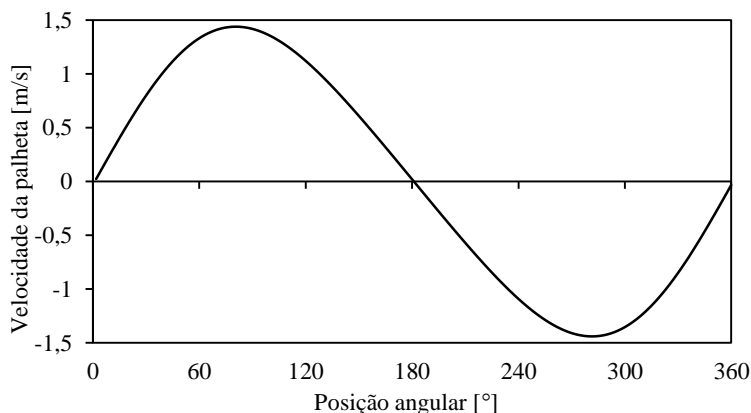


Figura 6.10: Velocidade da palheta em função da posição angular.

6.3.3 Órbita do Eixo no Interior dos Mancais

A dinâmica do eixo no interior dos mancais principal, secundário e do excêntrico, é mais complexa do que a dinâmica da palheta. Na seção 3.5 mostrou-se que a posição do eixo no interior de cada um dos mancais é função de forças e momentos resultantes em cada um desses componentes.

Resultados numéricos da posição do eixo no interior de cada um dos mancais são mostrados na Figura 6.11. O primeiro passo para a construção deste diagrama consiste em se obterem as razões de excentricidade do eixo em cada um dos mancais. Feito isto, desmembra-se cada uma destas razões de excentricidade em duas parcelas: uma referente ao eixo 'x' e outra ao eixo 'y'. Finalmente, utilizando um sistema de coordenadas polar, criam-se quatro círculos referência, tendo o maior deles, raio igual a 1, valor máximo que a razão de excentricidade pode atingir.

A partir dos círculos referência e utilizando o sistema de coordenadas polar, registram-se as razões de excentricidade do eixo em cada um dos mancais. Neste ponto, já existe um mapa com o posicionamento do eixo no interior de cada um dos mancais. Neste mapa, quanto mais próximo do círculo com raio igual 1, menor é a folga mínima entre o eixo e o mancal.

Finalmente, a fim de relacionar as curvas referentes ao posicionamento do eixo no interior de cada um dos mancais com a posição angular do pistão rolante, incluem-se quatro pontos em cada curva de razão de excentricidade, referentes às posições angulares 90°, 180°, 270° e 360°. Na Figura 6.11, o mancal primário é representado por ‘jb1’, o mancal secundário por ‘jb2’ e o mancal do excêntrico por ‘ec’.

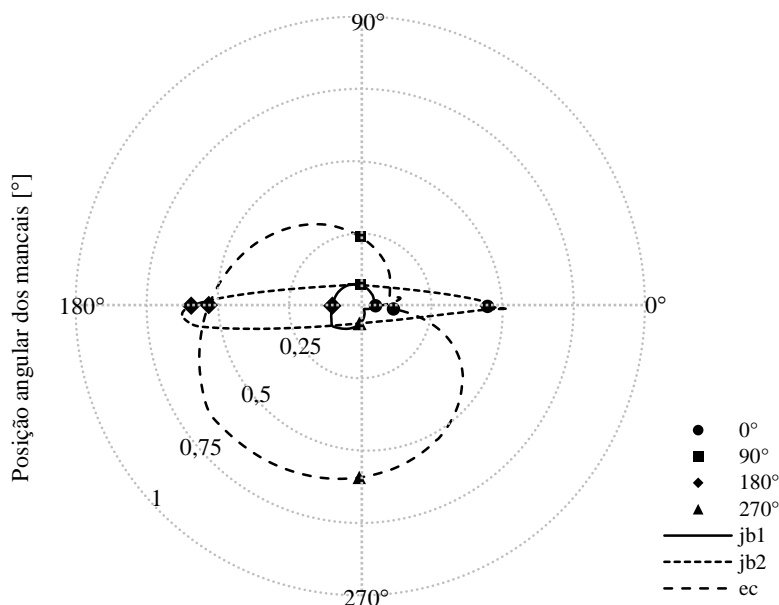


Figura 6.11: Posição do eixo no interior dos mancais.

Analisando este diagrama, verifica-se que todos os pontos da curva da razão de excentricidade do eixo no mancal principal estão próximos do centro do diagrama, indicando que o eixo permanece sempre muito próximo ao centro deste mancal. Ou seja, o movimento do eixo no interior deste mancal apresenta um bom balanceamento, decorrente do grande comprimento deste mancal.

Analisando a curva da razão de excentricidade referente ao mancal secundário, verifica-se que o mesmo apresenta excentricidade na direção do eixo ‘y’ (paralelo à linha de centro da palheta) muito maior do que na direção do eixo ‘x’, provavelmente por estar submetido a um carregamento excessivo na direção do eixo ‘y’.

A maioria dos pontos da curva da razão de excentricidade do eixo no interior do mancal do excêntrico encontra-se relativamente afastada

do centro do diagrama, implicando em um desbalançamento considerável do eixo no interior deste mancal. Este desbalançamento mais acentuado é associado aos seus pequeno comprimento e grande diâmetro.

6.4 INVENTÁRIO DE PERDAS E VAZÃO MÁSSICA

Resultados experimentais e numéricos de perdas de potência, assim como as diferenças entre ambos, são mostrados na Tabela 6.5.

Tabela 6.5: Inventário de perdas de potência.

Potências	Instr. [W]	Num. [W]	Desv. [%]
Potência elétrica	741,7	732,3	1,3
Perdas elétricas	170,6	168,4	1,3
Potência mecânica (entregue ao eixo)	571,1	563,9	1,3
Perdas mecânicas	34,7	36,8	-6,0
Potência indicada	536,4	527,1	1,7
Perdas na sucção	2,2	2,0	9,1
Perdas na descarga	18,2	16,7	8,2
Potência efetiva	516,0	508,5	1,5
Perdas na compressão/expansão	67,7	66,7	1,5
Potência teórica	448,3	442,5	1,3

Tabela 6.6: Vazão mássica bombeada pelo compressor.

Parâmetro	Instr. [kg/h]	Num. [kg/h]	Desv. [%]
Vazão mássica real	43,7	43,1	1,3
Vazão mássica ideal	50,7	50,7	-

Verifica-se que os maiores desvios entre os resultados ocorrem para as perdas de potência nos processos de sucção e descarga, sendo inferiores a 10% e bastante pequenos em termos absolutos. De fato, um desvio de apenas 0,5W devido à instrumentação para o processo de sucção, implicaria em uma diferença percentual superior a 20%. Resultados de vazão mássica do compressor na Tabela 6.6 mostram que a diferença entre os resultados experimentais e numéricos é inferior a 2%. A concordância observada nas Tabela 6.5 e Tabela 6.6 indica que o modelo prevê de forma adequada o desempenho do compressor.

Alguns testes foram também realizados com compressores não instrumentados. Os dados obtidos a partir destes testes são a potência elétrica consumida e a vazão mássica bombeada pelo compressor, permitindo que se verifique a influência da instrumentação sobre o desempenho do compressor. Dois compressores não instrumentados foram usados nestes testes e o resultado final de cada parâmetro foi obtido a partir da média dos resultados de cada um deles. Os compressores não instrumentados são denominados compressores referência neste documento.

A Tabela 6.7 apresenta resultados de potência elétrica e vazão mássica obtidos nos testes com o compressor instrumentado e com os compressores referência.

Tabela 6.7: Parâmetros globais referentes à condição de operação HBP.

Compressor	Instr.	Ref.1	Ref.2	Média Ref.	Desv. [%]
Potência elétrica (W)	741,7	722,9	707,8	715,4	3,5
Vazão mássica (kg/h)	43,7	39,2	42,9	41,1	5,9

Observa-se que a instrumentação produz desvios de 3,5% no resultado da potência elétrica e em torno de 6% na vazão mássica do compressor, quando analisadas as médias dos resultados dos compressores referência. Estes desvios, inferiores a 6%, indicam que a instrumentação não modificou significativamente o funcionamento do compressor, considerando a diferença entre os resultados dos compressores referência (Tabela 6.8): 2,1% para a potência elétrica e 9,4% para a vazão mássica. Ou seja, compressores do mesmo modelo e lote podem apresentar uma variação significativa em seu desempenho.

Tabela 6.8: Desvio associado a reprodutibilidade dos testes.

Compressor	Ref1	Ref2	Desv. [%]
Potência elétrica (W)	722,9	707,8	2,1
Vazão mássica (kg/h)	39,2	42,9	-9,4

6.5 EFICIÊNCIAS

A Tabela 6.9 apresenta resultados experimentais e numéricos para as diferentes eficiências do compressor e a diferença entre ambos.

Tabela 6.9: Eficiências do compressor.

Eficiências	Exp. [%]	Num. [%]	Desv. [%]
Eficiência elétrica	77,0	77,0	-
Eficiência mecânica	93,9	93,5	0,4
Eficiência termodinâmica	83,6	83,9	-0,4
Eficiência isentrópica	60,5	60,5	0,1
Eficiência volumétrica	86,1	85,0	1,3

Como indicado na seção 5.5.1, a eficiência elétrica é um dado de entrada do modelo numérico que foi obtido a partir de ensaios realizados na Embraco em função da potência elétrica consumida pelo compressor. A eficiência do motor elétrico deste compressor para a faixa de potência consumida na condição de operação HBP é de 77%.

Os resultados experimentais e numéricos para a eficiência termodinâmica ficaram bastante próximos, com uma diferença menor do que 1%. A eficiência mecânica, obtida experimentalmente a partir da potência entregue ao eixo e da potência indicada é também muito próxima ao valor obtido do modelo, ficando em torno de 94%.

A eficiência isentrópica do compressor, Equação (1.3), consiste na multiplicação das eficiências elétrica, mecânica e termodinâmica. Como os valores das eficiências supracitadas ficaram próximos, os valores experimental e numérico de eficiência isentrópica também apresentaram boa concordância.

A eficiência volumétrica, Equação (1.4), consiste na razão entre a vazão mássica real e a vazão mássica ideal do compressor. Observa-se uma excelente concordância entre os resultados experimental e numérico, com uma diferença de apenas 1,3%. Isto decorre do fato de que as vazões mássicas medida e prevista ficaram próximas, como visto na Tabela 6.6.

6.6 CONDIÇÃO DE OPERAÇÃO MBP

Os resultados das seções 6.2 a 6.5 se referem à condição de operação HBP (7,2°C/54,4°C). Nesta seção, apresenta-se uma análise comparativa desta condição com a condição MBP (-6,7°C /54,4°C), caracterizada pelo conjunto de temperaturas indicado na Tabela 6.10. Pode-se perceber que a principal mudança é a temperatura de evaporação que passa de 7,2°C para -6,7°C.

Tabela 6.10: Temperaturas referentes à condição de operação MBP.

Temperaturas	[°C]
Temperatura de evaporação	-6,7
Temperatura de condensação	54,4
Temperatura de retorno do gás	32,0
Temperatura do ambiente externo	32,0
Temperatura de retorno do líquido	46,1

As temperaturas internas do compressor na condição MBP são muito elevadas, principalmente na região do óleo onde são posicionados os transdutores de pressão. Em função disto, os fios da instrumentação se romperam, inviabilizando a obtenção do diagrama p-V experimental, apesar de várias alternativas testadas para contornar o problema, tais como o uso de fiação mais grossa e a mudança da temperatura de evaporação de -6,7°C para -2°C. Desta forma, apenas resultados para potência elétrica e vazão mássica foram obtidos a partir de testes com os compressores referência.

A Tabela 6.11 mostra que a diferença entre a média das medições dos compressores referência e o resultado numérico é aproximadamente 3%, a qual é comparável à própria diferença entre os desempenhos dos dois compressores, ou seja, 2,7% para a potência e 3,8% para a vazão. Desta forma, considera-se que o modelo numérico também prevê de forma adequada o desempenho do compressor nesta condição de operação.

Tabela 6.11: Parâmetros globais referentes à condição de operação MBP.

Parâmetros globais	Ref.1	Ref.2	Média Ref.	Num.	Dif. [%]
Potência [W]	670,2	652,3	661,3	683,0	-3,3
Vazão mássica [kg/h]	26,3	25,3	25,8	26,6	-3,1

A fim de permitir a comparação entre os resultados experimentais e numéricos do desempenho termodinâmico do compressor na condição MPB, assumiu-se que as perdas mecânicas nos compressores referência possuem comportamento similar ao verificado na condição HBP. Desta forma, impõem-se o desvio de -6% verificado entre os valores experimentais e numéricos na condição HBP, conforme indicado na Tabela 6.5. Esta hipótese é necessária, uma vez que o diagrama p-V não pôde ser obtido para a condição MBP.

Dois fatores contribuem para que esta hipótese seja razoável. Inicialmente, o modelo indica que as perdas mecânicas variam pouco

entre as condições de operação testadas. Por exemplo, as Tabela 6.5 e Tabela 6.12 mostram que as perdas mecânicas calculadas para as condições HBP e MBP, respectivamente, são de 36,8W e 38,8W, uma variação próxima a 5%. Em segundo lugar, alterações no valor das perdas mecânicas impactam relativamente pouco no desempenho termodinâmico do compressor, viabilizando, assim a comparação entre os resultados experimentais e numéricos. Considerando-se, por exemplo, que as perdas mecânicas nos compressores referência fossem iguais às perdas calculadas numericamente, as perdas termodinâmicas sofreriam uma redução de apenas 3%, indo de 70,5W para 68,3W.

Os valores referentes às principais potências e perdas obtidas a partir dos testes com os compressores referência e do código numérico, assumindo que o desvio referente às perdas mecânicas é igual nas duas condições de operação, são apresentados na Tabela 6.12. O desvio assumido no modelo para avaliar as perdas mecânicas do compressor testado na bancada é apresentado em **negrito** na mesma tabela. Analisando a Tabela 6.12, verifica-se que o desvio máximo entre os resultados experimentais e numéricos é inferior a 6%.

Tabela 6.12: Principais potências e perdas na condição MBP.

Potências	Média Ref. [W]	Num. [W]	Desv. [%]
Potência elétrica	661,3	683,0	-3,3
Perdas elétricas	168,6	174,2	-3,3
Potência mecânica (entregue ao eixo)	492,7	508,8	-3,3
Perdas mecânicas	36,6	38,8	-6,0
Potência indicada	456,1	470,0	-3,0
Perdas termodinâmicas	70,5	72,5	-2,8
Potência teórica	385,6	397,5	-3,1

Os valores de vazão mássica obtidos a partir dos testes com os compressores referência e do modelo numérico são apresentados na Tabela 6.13, mostrando uma diferença em torno de 3%. Novamente, esta é uma evidência de que o modelo numérico é capaz de prever os principais parâmetros de desempenho do compressor.

Tabela 6.13: Vazão mássica bombeada pelo compressor na condição MBP.

Parâmetro	Média Ref. [kg/h]	Num. [kg/h]	Desv [%]
Vazão mássica real	25,8	26,6	-3,1
Vazão mássica ideal	31,3	31,3	-

Considerando a validação do modelo numérico, pode-se apresentar uma análise comparativa detalhada do desempenho do compressor nas condições de operação HBP e MPB. Os diagramas p-V para estas duas condições são mostrados na Figura 6.12 com o objetivo de auxiliar na explicação dos resultados mostrados ao longo da presente seção.

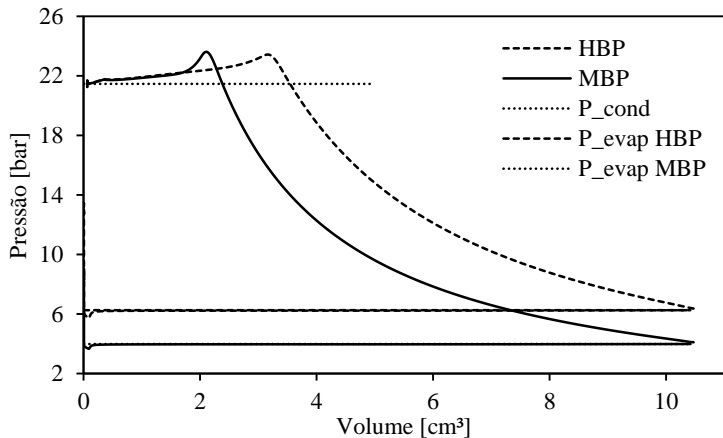


Figura 6.12: Diagramas p-V para as condições de operação HBP e MBP.

Inicialmente, apresentam-se o inventário de perdas e a vazão mássica do compressor nas Tabela 6.14 e Tabela 6.15, respectivamente, obtidos numericamente para as condições HBP e MBP. As tabelas indicam também a diferença percentual entre os diversos parâmetros, visando facilitar o entendimento da variação de desempenho do compressor.

Tabela 6.14: Principais potências e perdas obtidas numericamente referentes às condições HBP e MBP.

Potências	HBP [W]	MBP [W]	Dif. [%]
Potência elétrica	732,3	683,0	6,7
Perdas elétricas	168,4	174,2	-3,4
Potência mecânica (entregue ao eixo)	563,9	508,8	9,8
Perdas mecânicas	36,8	38,8	-5,4
Potência indicada	527,1	470,0	10,8
Perdas termodinâmicas	84,6	72,5	-8,7
Potência teórica	442,5	397,5	10,2

Tabela 6.15: Vazão mássica bombeada pelo compressor obtida numericamente referente às condições HBP e MBP.

Parâmetro	HBP [kg/h]	MBP [kg/h]	Dif. [%]
Vazão mássica real [kg/h]	43,1	26,6	38,3
Vazão mássica ideal [kg/h]	50,7	31,3	38,3

Da Tabela 6.14, verifica-se que as perdas de potência elétrica são maiores na condição MBP, uma consequência do fato de o motor ser mais eficiente para condição HBP. Por exemplo, a curva de eficiência do motor elétrico mostrada na Figura 5.21 indica que a eficiência do motor é maior na faixa de potência consumida na condição HBP.

As perdas mecânicas na condição MBP são um pouco maiores que as da condição HBP, em função de dois fatores: *i*) as perdas do bombeamento do óleo subiram de 5,3W para 6,3W; *ii*) a dissipação viscosa nos mancais passou de 31,5W para 32,4W. Como observado na Equação (3.193), as perdas mecânicas devido ao bombeamento de óleo através de cada folga são proporcionais à magnitude do vazamento e à diferença de pressão a qual o escoamento é submetido e inversamente proporcional à densidade do óleo neste local. Para o vazamento através da folga lateral da palheta em contato com a câmara de sucção, por exemplo, tanto a diferença média de pressão imposta ao escoamento como a magnitude do vazamento são cerca de 13% maior para a condição MBP. Por sua vez, a densidade também afeta as perdas devido ao bombeamento de óleo, porém sua influência é bem menor, pois a densidade é reduzida em apenas 0,5% da condição HBP para a MBP.

As perdas termodinâmicas na condição MBP são menores do que as da condição HBP. Para explicar esta diferença, utiliza-se a Tabela 6.16, na qual as perdas termodinâmicas são subdivididas em *(i)* perdas no processo de sucção, *(ii)* perdas no processo de descarga e *(iii)* perdas nos processos de compressão e expansão.

Tabela 6.16: Perdas termodinâmicas obtidas numericamente referentes às condições HBP e MBP.

Perdas de Potência	HBP [W]	MBP [W]	Dif. [%]
Perdas na sucção	2,0	1,2	40,0
Perdas na descarga	16,7	8,9	46,7
Perdas na compressão/expansão	66,7	62,4	6,4

As perdas no processo de sucção são maiores na condição HBP devido a maior diferença entre as pressões na câmara de sucção e na linha de sucção. Por outro lado, as perdas no processo de descarga são maiores na condição HBP, pois a válvula permanece aberta por mais tempo, consumindo mais energia. Isto é evidenciado na Figura 6.12, onde observa-se que a área acima da pressão de condensação, referente as perdas na descarga, é maior para a condição HBP. Também percebe-se que as irreversibilidades nos processos de compressão e a expansão do gás são maiores na condição HBP do que na condição MBP.

Da Tabela 6.14, verifica-se que a potência teórica sofre uma redução quando se altera a condição de operação de HBP para MPB, pois o efeito da redução da vazão mássica é maior que a influência do aumento da razão de pressões. A Tabela 6.15 mostra uma redução próxima a 40% na vazão mássica para a condição MPB.

Para finalizar a análise desta seção, a Tabela 6.17 apresenta as principais eficiências do compressor operando nas condições de operação HBP e MPB. A partir desta tabela, verifica-se que a eficiência isentrópica é maior na condição HBP, em parte pelo fato de que o compressor foi projetado para operar nesta condição.

Tabela 6.17: Eficiências numéricas referentes às condições HBP e MBP.

Eficiências	HBP [%]	MBP [%]	Dif. [%]
Eficiência elétrica	77,0	74,5	3,2
Eficiência mecânica	93,5	92,4	1,2
Eficiência termodinâmica	83,9	84,6	-0,8
Eficiência de performance	60,5	58,2	3,8
Eficiência volumétrica	85,0	84,9	0,1

7 CONCLUSÕES

O presente trabalho considerou o desenvolvimento de um modelo para a simulação do desempenho termodinâmico de compressores rotativos de pistão rolante. Visando melhorar a acurácia dos resultados numéricos, uma nova abordagem para o cálculo das áreas efetivas de escoamento e de força dos processos de sucção e descarga foi desenvolvida e implementada.

Dados experimentais do desempenho de um compressor rotativo disponível comercialmente foram obtidos em bancada calorimétrica, com o objetivo de validar o modelo. O processo de instrumentação do compressor demandou um minucioso estudo sobre o melhor posicionamento dos sensores e diferentes processos de usinagem foram necessários, tais como fresagem e eletroerosão para instalação de transdutores de pressão. Visando obter um inventário de perdas completo, realizaram-se medições do diagrama p-V do ciclo de compressão e da curva de eficiência do motor elétrico do compressor obtida em dinamômetro.

Buscando melhorar a qualidade dos resultados numéricos, principalmente os referentes a vazamentos, os componentes mecânicos da câmara de compressão tiveram as suas dimensões mensuradas no Laboratório de Metrologia e Automatização (Labmetro) da Universidade Federal de Santa Catarina. Com isso, as principais folgas, com dimensões da ordem de centésimos de milímetro, puderam ser melhores representadas.

A análise de resultados mostrou que a diferença máxima entre os resultados experimentais e numéricos é inferior a 10%. Este nível de concordância foi considerado satisfatório, principalmente pelo fato da variação de desempenho em torno de 6% observada entre duas amostras de compressores não instrumentados. Além da condição de operação HBP usada na validação detalhada do modelo, uma segunda condição de operação (MBP) foi analisada e, novamente, verificou-se concordância entre as medições e as previsões do modelo.

Com o objetivo de dar continuidade ao estudo de compressores rotativos de pistão rolante, sugere-se um conjunto de atividades experimentais e de modelação, detalhadas a seguir.

- a) Investigação experimental - Apesar de todos os cuidados tomados nas medições, alguns aspectos devem ser melhorados:
- A definição da posição angular para o início da medição do digrama p-V não é uma tarefa simples. O emprego da posição da palheta com referência não se mostrou adequado, sendo necessário introduzir um método de correção explicado no Capítulo 5. Propõe-se uma avaliação detalhada de alternativas para contornar esta dificuldade;
 - A obtenção do diagrama p-V para a condição de operação MBP não foi possível, devido à degradação da fiação da instrumentação causada pelas temperaturas elevadas no ambiente interno do compressor. Seria também oportuna uma estratégia para remover esta dificuldade de medição.
- b) Modelo de simulação – Apesar da concordância verificada entre os resultados numéricos e as medições, algumas melhorias podem ser ainda introduzidas no modelo:
- Como visto na seção 6.2.2, o vazamento através da folga mínima é o mais crítico no compressor rotativo. Um modelo mais adequado para a avaliação do escoamento da mistura nesta folga aumentaria a precisão do cálculo da eficiência volumétrica do compressor;
 - A dinâmica do eixo no interior dos mancais faz com que a folga mínima varie ao longo do ciclo de compressão. A determinação desta variação representaria uma melhoria considerável na modelação de vazamentos.

REFERÊNCIAS

ADAIR. R.P., QVALE, E.B., PEARSON J.T., (1972). **Instantaneous Heat Transfer to the Cylinder Wall in Reciprocating Compressors.** International Compressor Engineering Conference, Purdue University, pp. 521-526.

BARP, A. M., (2000). **Metodologia de Avaliação e de Gerenciamento da Incerteza de Sistemas de Medição de Temperatura.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2000.

BEJAN, A., (1997). **Advanced Engineering Thermodynamics.** Second Edition, A Wiley-Interscience Publication John Wiley & Sons, Inc.

BEZERRA JR, J. G., (2011) **Análise do Desempenho Termodinâmico de Compressores Alternativo e de Pistão Rolante para Fins de Miniaturização Através do Aumento da Rotação.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

DA COSTA, C. M. FRANCO., (1986) **Use of a Simulation Model for Theoretical Optimization Analysis of a Rolling-Piston Type Rotary Compressor.** International Compressor Engineering Conference, pp. 824-839.

FERREIRA, R. T .S., GASCHE, J. L., PRATA, A. T., LILIE, D. E. B., (1992). **Bicylindrical Coordinate Formulation for the Leakage Flow Through the Minimal Clearance in a Rolling Piston Compressor.** International Compressor Engineering Conference, pp. 393-401.

FOX, R. V., McDONALD, A. T., (1985). **Introduction to Fluid Mechanics.** 3rd Edition, John Wiley & Sons, New York.

GASCHE, J. L., (1996). **Escoamento de Óleo e Refrigerante Pela Folga Radial de Compressores Rotativos de Pistão Rolante.** Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

GASCHE, J. L., FERREIRA, R. T. S., PRATA, A. T., (2000). **Two-Phase Flow of Oil-Refrigerant Mixture Through the Radial Clearance in Rolling Piston Compressor**. International Compressor Engineering Conference, pp. 459-466.

GASCHE, J. L., ANDREOTTI, T., MAIA C. R. M. (2012) **A Model to Predict R134a Refrigerant Leakage Through the Radial Clearance of Rolling Piston Compressors**. International Journal of Refrigeration, pp. 2223-2232.

GOMES, A. R., (2006). **Análise Comparativa de mecanismos de compressão para Aplicação em Refrigeração Doméstica**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

GOSNEY, W. B., (1982). **Principles of Refrigeration**. Cambridge University Press. Cambridge, UK.

GRUNBERG, L., NISSAN, A. H., (1949). **Mixture Law for Viscosity**. Nature, Vol. 164, pp. 799-800.

GYBERG, F., NISSEN, H.S., (1984). **A Simulation Model for Fixed Vane Rotary Compressor Using Real Gas Properties**. . International Compressor Engineering Conference, pp. 33-39.

HAMILTON, J. F., (1974). **Extension of Mathematical Modeling of Positive Displacement Type Compressors**. Short Course Text, Ray, W. Herrick Laboratories, Purdue University.

HAMROCK, B. J., (2004). **Fundamentals of Fluid Film Lubrication**. Second Edition. Marcel Dekker, Inc.

KREMER, R., (2006). **Análise Teórica e Experimental da Influência da Atomização de Óleo em Processos de Compressão**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

KRUEGER, M., (1988). **Theoretical Simulation and Experimental Evaluation of an Hermetic Rolling Piston Rotary Compressor**. School of Mechanical Engineering, Purdue University.

- LEE, J., MIN, T. S., (1988). **Performance Analysis of Rolling Piston Type Rotary Compressor.** International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp 154-162.
- LIU, Z., SOEDEL, W., (1992). **Modeling Temperatures in High Speed Compressor for the Porpoise of Gas Pulsation and Valve Modeling.** Proceedings of the International Compressor Engineering Conference at Purdue, pp. 1375-1384.
- MORRIESEN, A., (2009). **Investigação Experimental do Transiente Térmico no Processo de Sucção de Compressores de Refrigeração Doméstica.** Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- NIST., (2007). **Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (REFPROP).** Version 8.0.
- PÉREZ-SEGARRA, C. D., RIGOLA, J., SÒRIA, M., OLIVA, A., (2004). **Detailed Thermodynamic Characterization of Hermetic Reciprocating Compressor.** International Journal of Refrigeration, pp. 579-593.
- POTTER, M. C., WIGGERT, D. C., (1991). **Mechanics of Fluids.** USA: Prentice Hall, pp. 290-291.
- PUFF, R., SOUZA, E. A., (1994). **Programa para Análise do Desempenho de Compressores Rotativo de Pistão Rolante.** Relatório de Engenharia, EMBRACO.
- SLAYTON, C. T. R., HALL, E. M., (1980). **Compressor Roller Bearing Dynamics Analysis.** International Compressor Engineering Conference, pp. 417-424.
- YANAGISAWA, T. SHIMITZU, T., (1985). **Leakage Losses With a Rolling Piston Type Rotary Compressor. I) Radial Clearance on the Rolling Piston.** International Journal of Refrigeration, pp 75-84.
- YANAGISAWA, T. SHIMITZU, T., (1985). **Leakage Losses With a Rolling Piston Type Rotary Compressor. II) Leakage Losses Through Clearances on Rolling Piston Faces.** International Journal of Refrigeration, pp. 152-158.

APÊNDICE A – DINÂMICA DOS COMPONENTES

A Figura A.1 apresenta um fluxograma do algoritmo do código computacional. Como pode ser observado, depois de definida a posição angular do pistão rolante (θ), realiza-se um balanço de forças na palheta visando obter-se a reação no pistão rolante (F_{rb}). Procede-se um balanço de forças no pistão rolante para o cálculo da reação no excêntrico (F_{ec}). Depois disto, calculam-se as forças nos contrapesos. Fazendo o balanço de forças e momentos no excêntrico, obtêm-se as reações nos mancais principal (F_{jb1}) e secundário (F_{jb2}) e, com isto, avalia-se a posição do eixo no interior dos mancais. Finalmente, atualiza-se a posição angular do pistão rolante e o processo é repetido até se completar o giro completo do eixo, equivalente a um ciclo completo de compressão.

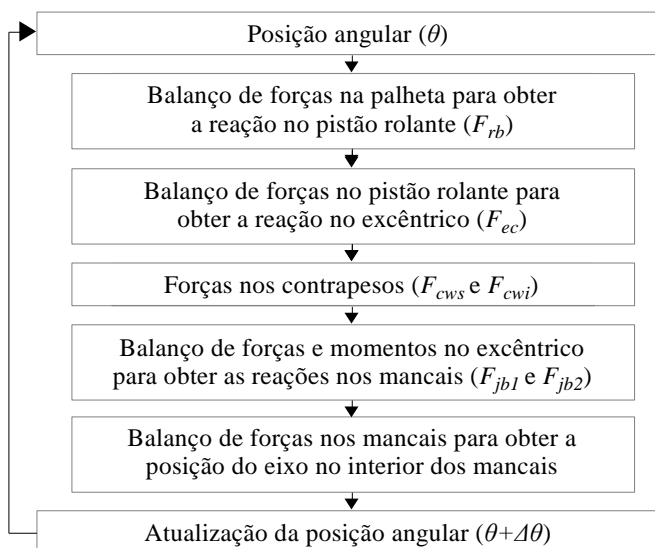


Figura A.1: Fluxograma do modelo da dinâmica dos componentes.

Os cálculos indicados no fluxograma da Figura A.1 são para um determinado instante no tempo. Este apêndice é inteiramente dedicado à modelação da dinâmica dos componentes do compressor rotativo. A Figura A.2 apresenta uma vista esquemática da secção transversal do compressor com a identificação dos seus componentes.

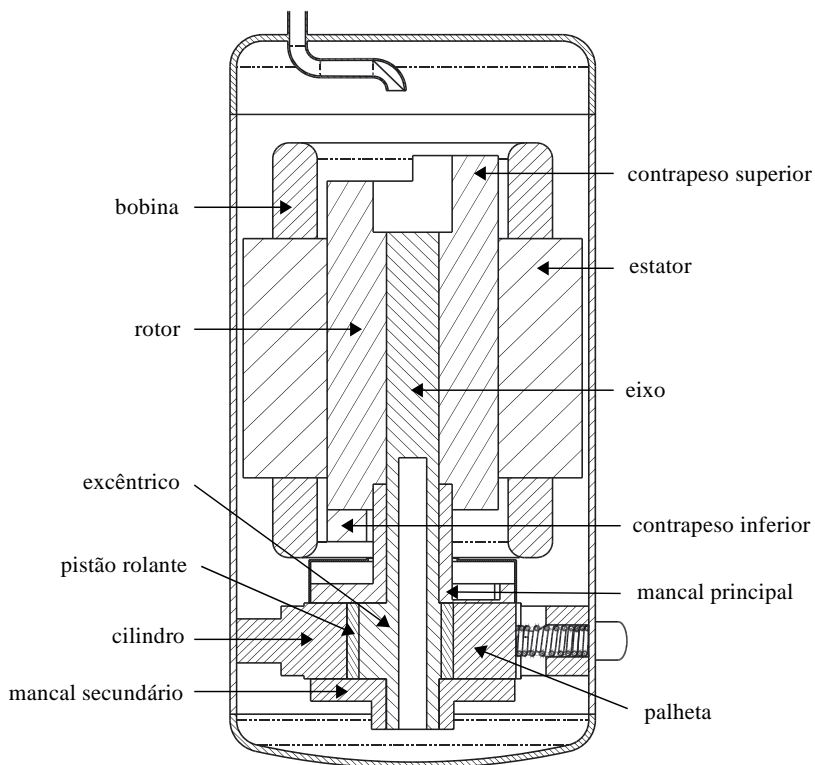


Figura A.2: Componentes mecânicos no interior do compressor estudado.

Para o desenvolvimento do equacionamento apresentado neste apêndice, adota-se o sistema de coordenadas cartesiano, cuja origem é localizada no ponto central do cilindro, de acordo com a Figura A.3.

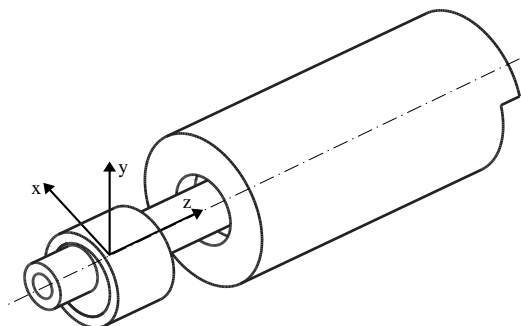


Figura A.3: Sistema fixo de coordenadas cartesianas.

A.1 PALHETA

A análise da dinâmica da palheta necessita dos seguintes parâmetros: (i) força de reação resultante de sua ação sobre o pistão rolante, (ii) força de fricção no rasgo do cilindro e a (iii) velocidade e aceleração associadas ao seu movimento.

As expressões utilizadas no cálculo de cada uma das forças atuantes na palheta, indicada na Figura A.4, são mostradas nesta seção, juntamente com os respectivos vetores posição em relação ao sistema fixo de coordenadas definido na Figura A.3. Os subscritos \hat{i} , \hat{j} e \hat{k} , no equacionamento mostrado a seguir representam os vetores unitários do sistema de referência escolhido.

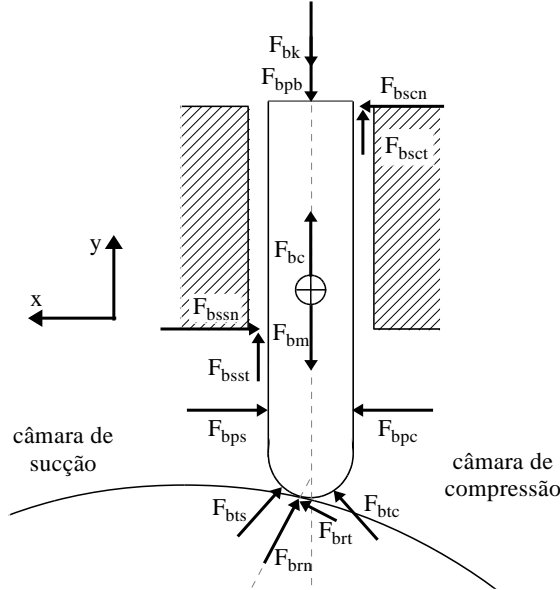


Figura A.4: Diagrama de corpo livre da palheta.

A força de inércia da palheta (F_{bm}) e a força viscosa entre as superfícies superior e inferior da palheta e as tampas do cilindro (F_{bc}) possuem suas aplicações localizadas pelo mesmo vetor posição, coincidente com o centro de massa da palheta, de acordo com a Figura A.4. A força de inércia é proporcional à massa (m_b) e a aceleração da palheta (a_b), ou seja:

$$\vec{F}_{bm} = (m_b a_b) \hat{j}; \quad (A.1)$$

A força viscosa entre a palheta e a tampa do cilindro é aplicada com mesma magnitude nas faces superior e inferior da palheta. Por possuírem mesma magnitude e mesma distância em relação à linha de centro da palheta, não causam momento, podendo ser representadas por uma única força aplicada no centro de massa da palheta. Para calcular cada uma destas forças viscosas, utilizou-se a Lei de Newton da Viscosidade:

$$F = \frac{\mu A V}{\delta}; \quad (A.2)$$

Portanto, a força viscosa total entre as duas faces da palheta e as tampas do cilindro assume a seguinte forma:

$$\vec{F}_{bc} = \left(\frac{\mu l_b b_b v_b}{\delta_{bc}} \right) \hat{j}; \quad (A.3)$$

onde l_b , b_b e v_b são o comprimento, a espessura e a velocidade da palheta, δ_{bc} é a soma das folgas entre as superfícies superior e inferior da palheta e as tampas do cilindro e μ é a viscosidade do fluido na folga. A força viscosa na palheta atua no sentido inverso ao da velocidade da palheta.

O vetor posição da aplicação das forças de inércia e viscosa é calculado por:

$$\vec{r}_{bm} = \vec{r}_{bc} = (R_c - l_{bc} + R_b(1 - \cos\alpha)) \hat{j}; \quad (A.4)$$

onde R_c é o raio do cilindro e l_{bc} o comprimento da palheta no interior do cilindro, calculado de acordo com:

$$l_{bc} = R_c + R_b - e \cos\theta - (R_c + R_b) \cos\alpha \hat{j}; \quad (0.5)$$

De acordo com a Figura A.4, existem duas forças distintas que agem no sentido de pressionar a palheta contra o pistão rolante: uma exercida pela mola

$$\vec{F}_{bk} = -S_{bk}(x_{pre} + 2e - l_{bc}) \hat{j}; \quad (A.6)$$

e outra pelo gás

$$\vec{F}_{bpb} = -p_{dis}(b_b h_b)\hat{j}; \quad (A.7)$$

O vetor posição dessas duas forças coincide com o centro da face de trás da palheta, sendo calculado de

$$\vec{r}_{bk} = \vec{r}_{bpb} = (R_c + l_b - l_{bc})\hat{j}; \quad (A.8)$$

Nas equações acima, S_{bk} é a constante elástica da mola, x_{pre} é a pré-tensão da mola, e é a excentricidade, p_{dis} é a pressão no ambiente interno do compressor e h_b a altura da palheta. As forças \vec{F}_{bk} e \vec{F}_{bpb} possuem sentido oposto ao do eixo ‘y’ e, assim, são negativas.

As forças agindo em cada uma das laterais da palheta devido à pressão exercida pelo gás nas câmaras de sucção e compressão são calculadas de acordo com as Equações (A.9) e (A.10), respectivamente.

$$\vec{F}_{bps} = -p_s(l_{bc} - R_b(1 - \cos\alpha_1)h_b)\hat{i}; \quad (A.9)$$

$$\vec{F}_{bpc} = p_c(l_{bc} - R_b(1 - \cos\alpha_1)h_b)\hat{i}; \quad (A.10)$$

O sentido de \vec{F}_{bps} é oposto ao do eixo ‘x’ sempre que a lateral da palheta estiver no interior das câmaras. Já o sentido de \vec{F}_{bpc} é sempre oposto ao sentido de \vec{F}_{bps} . Os vetores posição da aplicação das forças devido à pressão do gás exercida na palheta nas câmaras de sucção e compressão são calculados através das Equações (A.11) e (A.12), respectivamente:

$$\vec{r}_{bps} = \left(\frac{b_b}{2}\right)\hat{i} + \left(R_c - \left(\frac{l_{bc} - R_b(1 - \cos\alpha_1)}{2}\right)\right)\hat{j}; \quad (A.11)$$

$$\vec{r}_{bpc} = \left(-\frac{b_b}{2}\right)\hat{i} + \left(R_c - \left(\frac{l_{bc} - R_b(1 - \cos\alpha_1)}{2}\right)\right)\hat{j}; \quad (A.12)$$

onde α_1 é o ângulo do raio de curvatura da palheta e pode ser observado na Figura 3.2.

As forças agindo na ponta da palheta devido à pressão exercida pelo gás nas câmaras de sucção e de compressão, \vec{F}_{bts} e \vec{F}_{btc} , são calculadas de acordo com:

$$\vec{F}_{bts} = \left(-F_{bts} \sin\left(\frac{\alpha_1 + \alpha}{2}\right) \right) \hat{i} + \left(F_{bts} \cos\left(\frac{\alpha_1 + \alpha}{2}\right) \right) \hat{j}; \quad (\text{A.13})$$

$$\vec{F}_{btc} = \left(F_{btc} \sin\left(\frac{\alpha_1 - \alpha}{2}\right) \right) \hat{i} + \left(F_{btc} \cos\left(\frac{\alpha_1 - \alpha}{2}\right) \right) \hat{j}; \quad (\text{A.14})$$

onde,

$$F_{bts} = 2p_s h_b R_b \sin\left(\frac{\alpha_1 - \alpha}{2}\right); \quad (\text{A.15})$$

$$F_{btc} = 2p_c h_b R_b \sin\left(\frac{\alpha_1 + \alpha}{2}\right); \quad (\text{A.16})$$

e α é o ângulo entre o eixo 'y' e a reta que passa pelo ponto central do pistão rolante e ponto de contato entre a palheta e o pistão rolante, conforme indicado na Figura 3.2. O sentido vertical destas duas forças tem o mesmo sentido do eixo 'y', portanto, ambas são positivas. O sentido horizontal de \vec{F}_{bts} é oposto ao do eixo 'x' enquanto que o de \vec{F}_{btc} é o mesmo do eixo 'x'.

Os vetores posição da aplicação das forças agindo no topo da palheta devido à pressão exercida pelo gás nas câmaras de sucção (\vec{r}_{bts}) e compressão (\vec{r}_{btc}) são calculados, respectivamente, através de:

$$\begin{aligned} \vec{r}_{bts} = & \left(R_b \sin\left(\frac{\alpha_1 - \alpha}{2}\right) \right) \hat{i} + \\ & + \left(R_c - l_{bc} + R_b \left(1 - \cos\left(\frac{\alpha_1 - \alpha}{2}\right) \right) \right) \hat{j}; \end{aligned} \quad (\text{A.17})$$

$$\begin{aligned} \vec{r}_{btc} = & \left(-R_b \sin\left(\frac{\alpha_1 + \alpha}{2}\right) \right) \hat{i} + \\ & + \left(R_c - l_{bc} + R_b \left(1 - \cos\left(\frac{\alpha_1 + \alpha}{2}\right) \right) \right) \hat{j}; \end{aligned} \quad (\text{A.18})$$

Com referência à Figura A.4, verifica-se que restam seis forças ainda a serem determinadas: forças normal e tangencial entre a palheta e o pistão rolante (\vec{F}_{brn} e \vec{F}_{brt}), forças normal e tangencial entre a palheta e o rasgo no cilindro em contato com a câmara de sucção (\vec{F}_{bssn} e \vec{F}_{bsst}) e forças normal e tangencial entre a palheta e o rasgo no cilindro em contato com a câmara de compressão (\vec{F}_{bscn} e \vec{F}_{bsct}). Os vetores posição da aplicação destas forças são calculados, respectivamente, de acordo com:

$$\vec{r}_{br} = (R_b \sin \alpha) \hat{i} + \left(R_c - l_{bc} + R_b \left(1 - \cos \left(\frac{\alpha_1 + \alpha}{2} \right) \right) \right) \hat{j}; \quad (\text{A.19})$$

$$\vec{r}_{bss} = \left(\frac{b_b}{2} \right) \hat{i} + (R_c) \hat{j}; \quad (\text{A.20})$$

$$\vec{r}_{bsc} = \left(-\frac{b_b}{2} \right) \hat{i} + (R_c + l_s) \hat{j}; \quad (\text{A.21})$$

onde l_s é o comprimento do rasgo da palheta no cilindro.

Como existem seis incógnitas e apenas três equações, duas equações de balanço de forças e uma de balanço de momento, a solução do sistema de equações requer o estabelecimento de relações adicionais. Com este objetivo, as forças tangenciais devido à fricção são escritas na forma de fricção de Coulomb, em função das forças normais, ou seja:

$$F_{brt} = k_{fbr} F_{brn}; \quad (\text{A.22})$$

$$F_{bsst} = k_{fbs} F_{bssn}; \quad (\text{A.23})$$

$$F_{bsct} = k_{fbs} F_{bscn}; \quad (\text{A.24})$$

onde k_{fbr} e k_{fbs} são os coeficientes de fricção entre a palheta e o pistão rolante e entre a palheta e o rasgo. Os valores destes coeficientes são comumente referenciados na literatura como sendo iguais a 0,05.

Com as forças tangenciais calculadas, têm-se agora três incógnitas e três equações. Aplicando um balanço de forças na palheta na direção 'y', obtém-se uma expressão para avaliar a componente 'y' da força normal de contato entre palheta e pistão rolante ($F_{brn} \hat{j}$), de acordo com:

$$F_{brn}\hat{j} = -(F_{bpb}\hat{j} + \vec{F}_{bk}\hat{j} + F_{bm}\hat{j} + F_{bc}\hat{j} + F_{bsst}\hat{j} + F_{bsct}\hat{j} + F_{bts}\hat{j} + F_{btc}\hat{j}); \quad (A.25)$$

Conhecendo-se o valor de $F_{brn}\hat{j}$, obtêm-se a magnitude de F_{br} e o valor da componente 'x' ($F_{brt}\hat{i}$) desta força através de

$$F_{br} = \frac{|F_{brn}\hat{j}|}{\cos \alpha}; \quad (A.26)$$

e

$$F_{brt}\hat{i} = -F_{br}\sin \alpha; \quad (A.27)$$

Aplicando os balanços de momento e de força na direção 'x' e rearranjando as expressões resultantes, obtêm-se as expressões para o cálculo das últimas duas forças desconhecidas atuando sobre a palheta:

$$F_{bscn}\hat{i} = \frac{-(M_A\hat{k} + F_A\hat{i} r_{bss}\hat{j})}{(r_{bss}\hat{j} - r_{bsc}\hat{j})}; \quad (A.28)$$

e

$$F_{bssn}\hat{i} = -(F_{bscn}\hat{i} + F_A\hat{i}); \quad (A.29)$$

onde $M_A\hat{k}$ é o somatório dos momentos originados por todas as forças atuantes na palheta, exceto F_{bscn} e F_{bssn} ,

$$\begin{aligned} M_A\hat{k} = & -r_{bps}\hat{j}F_{bps}\hat{i} - r_{bpc}\hat{j}F_{bpc}\hat{i} + r_{bsc}\hat{j}F_{bsct}\hat{j} + \\ & + r_{bss}\hat{j}F_{bsst}\hat{j} + r_{btc}\hat{j}F_{btc}\hat{j} + r_{bts}\hat{j}F_{bts}\hat{j} + \\ & + r_{br}\hat{i}(F_{brn}\hat{j} + F_{brt}\hat{i}) - r_{br}\hat{j}(F_{brn}\hat{i} + F_{brt}\hat{j}) + \\ & - r_{btc}\hat{j}F_{btc}\hat{i} - r_{bts}\hat{j}F_{bts}\hat{i}; \end{aligned} \quad (A.30)$$

Além disto, $F_A\hat{i}$ é o somatório das forças na direção 'x':

$$F_A\hat{i} = F_{bps}\hat{i} + F_{bpc}\hat{i} + F_{bts}\hat{i} + F_{btc}\hat{i} + F_{brn}\hat{i} + F_{brt}\hat{i}; \quad (A.31)$$

Finalizando, obtêm-se as expressões para velocidade e aceleração da palheta através da diferenciação de seu vetor da posição (\vec{r}_{bm}), representado na Equação (A.4). Assim, a velocidade da palheta (v_b) é avaliada de

$$v_b = \frac{d\vec{r}_{bm}}{dt} = (-e\dot{\theta}\text{sen}\theta - (R_r + R_b)\dot{\alpha}\text{sen}\alpha)\hat{j}; \quad (\text{A.32})$$

A aceleração da palheta (a_b) é então

$$a_b = \frac{d^2\vec{r}_{bm}}{dt^2} = (-(R_r + R_b)\ddot{\alpha}\text{sen}\alpha - e\ddot{\theta}\text{sen}\theta + \\ - e\dot{\theta}^2\cos\theta - (R_r + R_b)\dot{\alpha}^2\cos\alpha)\hat{j}; \quad (\text{A.33})$$

A partir de relações geométricas apresentadas na Figura 3.2, obtém-se uma expressão que relaciona o ângulo α com parâmetros geométricos do compressor:

$$\text{sen}\alpha = \frac{e \text{sen}\theta}{R_r + R_b}; \quad (\text{A.34})$$

Diferenciando-se esta equação, obtém-se uma expressão para a velocidade angular $\dot{\alpha}$:

$$\dot{\alpha} = \frac{e\dot{\theta} \cos \theta}{(R_r + R_b) \cos \alpha}; \quad (\text{A.35})$$

Por sua vez, a aceleração angular $\ddot{\alpha}$ é obtida de

$$\ddot{\alpha} = \frac{(\ddot{\theta} \cos \theta - \dot{\theta}^2 \text{sen} \theta)e \cos \alpha + e\dot{\theta} \cos \theta \dot{\alpha} \text{sen}\alpha}{(R_r + R_b) \cos^2 \alpha}; \quad (\text{A.36})$$

Substituindo-se as Equações (A.35) e (A.36) nas Equações (A.32) e (A.33), têm-se as expressões para a velocidade e aceleração da palheta.

Assumindo que o compressor possui velocidade angular (ω) constante, as seguintes simplificações podem ser efetuadas:

$$\dot{\theta} = \frac{d\theta}{dt} = \omega = cte; \quad (\text{A.37})$$

$$\ddot{\theta} = \frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{d\omega}{dt} = 0; \quad (\text{A.38})$$

A.2 PISTÃO ROLANTE

A análise das forças que atuam sobre o pistão rolante tem como objetivo avaliar a força resultante no excêntrico. A Figura A.5 (a) mostra as forças que atuam sobre o pistão rolante enquanto que a Figura A.5 (b) apresenta os ângulos importantes para o cálculo da força resultante no pistão devido à pressão exercida pelo gás nas câmaras de sucção e compressão.

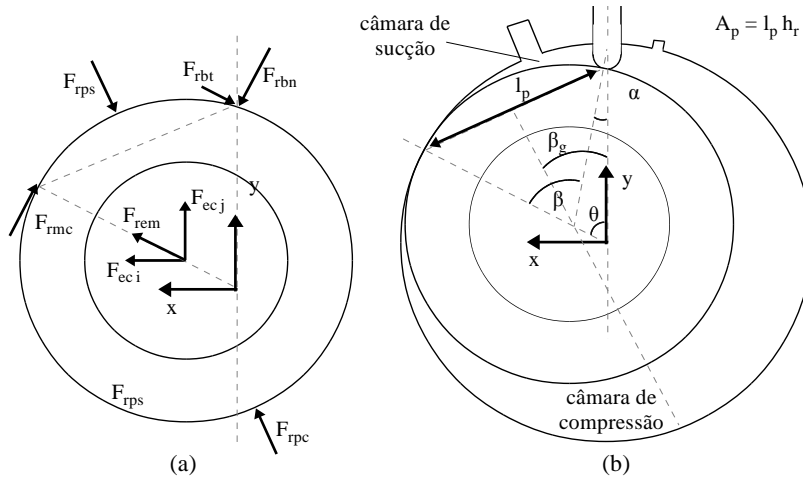


Figura A.5: (a) Diagrama de corpo livre do pistão rolante. (b) Ângulos importantes.

As forças de contato atuando no pistão devido ao contato entre pistão e palheta, mostradas na Figura A.5 (a), são as reações das forças de contato F_{brn} e F_{brt} calculadas na seção anterior. Portanto, possuem mesmas magnitudes e sentidos opostos que as calculadas:

$$F_{rbn} = -F_{brn}; \quad (\text{A.39})$$

$$F_{rbt} = -F_{brt}. \quad (\text{A.40})$$

O vetor posição da aplicação destas forças continua sendo o mesmo calculado pela Equação (A.19).

A força de inércia (\vec{F}_{rem}) do conjunto pistão rolante e excêntrico é calculada de

$$\vec{F}_{rem} = (m_r + m_{ec})e\omega^2(\sin\theta\hat{i} + \cos\theta\hat{j}); \quad (A.41)$$

e o vetor posição de seu ponto de aplicação (\vec{r}_{rem}) é

$$\vec{r}_{rem} = (e \sin \theta)\hat{i} + (e \cos \theta)\hat{j}; \quad (A.42)$$

onde m_r e m_{ec} são as massas do pistão rolante e do excêntrico, respectivamente.

Para calcular a força tangencial na folga mínima (\vec{F}_{rmc}), são consideradas as seguintes hipóteses: (i) a face externa do pistão nunca toca a face interna do cilindro, (ii) a folga mínima está sempre preenchida com óleo e (iii) a força radial no filme de óleo pode ser desprezada. Através da Lei de Newton da viscosidade, obtém-se a seguinte expressão para o cálculo da força tangencial na folga mínima:

$$\vec{F}_{rmc} = \frac{\mu_o \beta_o R_c h_r}{\delta_{mc}} (\omega R_c - \omega R_r + \omega_r R_r) (\sin\theta\hat{j} - \cos\theta\hat{i}); \quad (A.43)$$

onde μ_o é a viscosidade do óleo na folga mínima, β_o é o ângulo preenchido por óleo sobre o qual a força está distribuída, δ_{mc} é o valor da folga mínima e ω e ω_r são as velocidades angular do eixo e do pistão rolante, respectivamente. O vetor posição da aplicação desta força é calculado através de:

$$\vec{r}_{rmc} = (e + R_r)\sin\theta\hat{i} + (e + R_r)\cos\theta\hat{j}; \quad (A.44)$$

A força exercida no pistão devido à pressão do gás nas câmaras de sucção e compressão é calculada de acordo com:

$$\vec{F}_{rp} = (p_c - p_s)A_p(\sin\beta_g\hat{i} + \cos\beta_g\hat{j}); \quad (A.45)$$

onde A_p é a área projetada onde atuam as forças exercidas devido à pressão do gás nas duas câmaras e β_g é o ângulo formado entre o eixo 'y' e a reta que passa pelo centro do pistão rolante e pelo centro da área A_p . Esses parâmetros são mostrados na Figura A.5 (b) e obtidos de:

$$A_p = l_p h_r; \quad (\text{A.46})$$

$$\beta_g = \frac{\beta}{2} + \alpha; \quad (\text{A.47})$$

onde,

$$l_p = 2R_r \text{sen} \left(\frac{\beta}{2} \right); \quad (\text{A.48})$$

$$\beta = \theta + \alpha; \quad (\text{A.49})$$

$$\alpha = \arcsen \left(\frac{e \text{sen} \theta}{R_r + R_b} \right). \quad (\text{A.50})$$

O vetor posição da aplicação da força de pressão no pistão rolante é calculado de acordo com a seguinte expressão:

$$\vec{r}_{rp} = e \text{sen} \theta \hat{i} + e \cos \theta \hat{j}; \quad (\text{A.51})$$

Do balanço de forças obtém-se uma expressão para o cálculo da força resultante no excêntrico:

$$\vec{F}_{ec} = \vec{F}_{rbn} + \vec{F}_{rem} + \vec{F}_{rp}; \quad (\text{A.52})$$

O vetor posição da aplicação da força resultante no excêntrico (\vec{r}_{ec}), assim como o da força de inércia, coincide com o centro de massa do excêntrico, e é calculado de acordo com:

$$\vec{r}_{ec} = (e \text{sen} \theta) \hat{i} + (e \cos \theta) \hat{j}; \quad (\text{A.53})$$

O ângulo da aplicação da força resultante no excêntrico ($\theta_{F_{ec}}$) é obtido de acordo com:

$$\theta_{F_{ec}} = \arctg \left(\frac{F_{ec} \hat{i}}{F_{ec} \hat{j}} \right); \quad (\text{A.54})$$

O momento resultante atuando no excêntrico é obtido considerando o efeito individual de cada uma das forças atuantes no mesmo, de acordo com a seguinte expressão:

$$\vec{M}_{ec} = \vec{r}_{br}\vec{F}_{rbn} + \vec{r}_{rem}\vec{F}_{rem} + \vec{r}_{rp}\vec{F}_{rp}; \quad (A.55)$$

A.3 CONTRAPESOS

A análise detalhada das forças atuantes nos contrapesos, juntamente com a força resultante no excêntrico, apresentada na seção A.2, torna possível a identificação das forças resultantes nos mancais primário e secundário, bem como seus vetores posição.

Os contrapesos, mostrados na Figura A.6, são usados para balancear o movimento do rotor. O contrapeso fixado acima do rotor será denominado contrapeso superior, enquanto o contrapeso fixado abaixo do rotor será referenciado por contrapeso inferior.

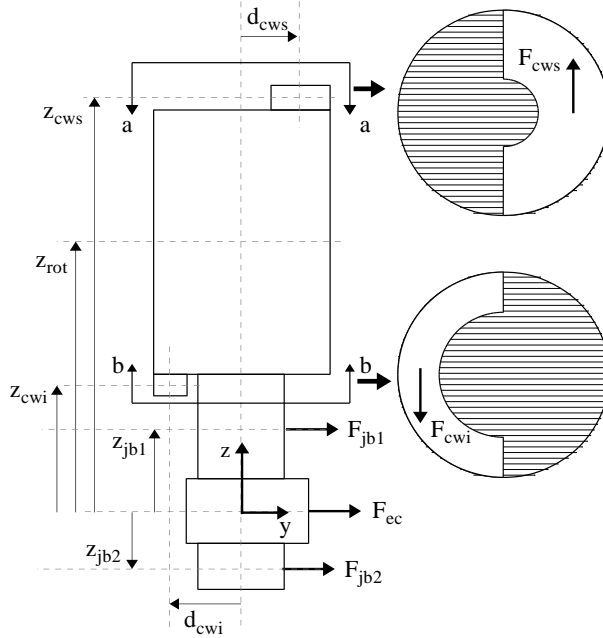


Figura A.6: Diagrama de corpo livre dos componentes e visualização dos contrapesos.

As forças de inércia agindo nos contrapesos superior (\vec{F}_{cws}) e inferior (\vec{F}_{cwi}) são calculadas, respectivamente, a partir de:

$$\vec{F}_{cws} = m_{cws} \vec{d}_{cws} \omega^2; \quad (\text{A.56})$$

$$\vec{F}_{cwi} = m_{cwi} \vec{d}_{cwi} \omega^2; \quad (\text{A.57})$$

onde \vec{d}_{cws} e \vec{d}_{cwi} são, respectivamente, as projeções dos vetores posição dos centros de massa dos contrapesos superior e inferior no plano 'xy', e são calculados de acordo com as expressões a seguir:

$$\vec{d}_{cws} = \left(R_{rot} - \frac{b_{cws}}{2} \right) (\text{sen}\theta \hat{i} + \text{cos}\theta \hat{j}); \quad (\text{A.58})$$

$$\vec{d}_{cwi} = \left(R_{rot} - \frac{b_{cwi}}{2} \right) (-\text{sen}\theta \hat{i} - \text{cos}\theta \hat{j}); \quad (\text{A.59})$$

onde b_{cws} e b_{cwi} são as espessuras dos contrapesos superior e inferior, respectivamente e R_{rot} é o raio do rotor.

Conhecendo-se as forças agindo nos contrapesos e no excêntrico é possível calcular as componentes nas direções 'x' e 'y' das forças que atuam nos mancais principal e secundário. Portanto, existem quatro componentes de força desconhecidas e, por isto, são necessárias quatro equações para o fechamento do sistema de equações. As equações utilizadas são as de balanço de força e momento nas direções 'x' e 'y'. Aplicando estas quatro equações e rearranjando os termos, obtêm-se as componentes na direção 'x' ($F_{jb1}\hat{i}$ e $F_{jb2}\hat{i}$) e 'y' ($F_{jb1}\hat{j}$ e $F_{jb2}\hat{j}$) das forças atuantes nos mancais principal e secundário, respectivamente:

$$F_{jb1}\hat{i} = \frac{\left(z_{jb2}\hat{k}(F_{ec}\hat{i} + F_{cwi}\hat{i} + F_{cws}\hat{i}) + \right.}{z_{jb2}\hat{k} - z_{jb1}\hat{k}}; \quad (\text{A.60})$$

$$F_{jb1}\hat{j} = \frac{\left(-z_{jb2}\hat{k}(F_{ec}\hat{j} + F_{cwi}\hat{j} + F_{cws}\hat{j}) + \right.}{z_{jb2}\hat{k} - z_{jb1}\hat{k}}; \quad (\text{A.61})$$

$$F_{jb2}\hat{i} = -(F_{jb1}\hat{i} + F_{ec}\hat{i} + F_{cwi}\hat{i} + F_{cws}\hat{i}); \quad (\text{A.62})$$

$$F_{jb2}\hat{j} = -(F_{jb1}\hat{i} + F_{ec}\hat{j} + F_{cwi}\hat{j} + F_{cws}\hat{j}); \quad (A.63)$$

onde $z_{jb1}\hat{k}$ e $z_{jb2}\hat{k}$ são os vetores posição dos centros de massa dos mancais principal e secundário, respectivamente, e $z_{cws}\hat{k}$ e $z_{cwi}\hat{k}$ são as projeções do vetor posição dos centros de massa dos contrapesos superior e inferior na direção do eixo 'z', respectivamente, e são calculados através das seguintes expressões:

$$z_{jb1}\hat{k} = \left(\frac{h_c + l_{jb1}}{2} \right) \hat{k}; \quad (A.64)$$

$$z_{jb2}\hat{k} = - \left(\frac{h_c + l_{jb2}}{2} \right) \hat{k}; \quad (A.65)$$

$$z_{cws}\hat{k} = \left(\frac{h_c + 2l_{jb1} + 2h_{rot} + h_{cws}}{2} \right) \hat{k}; \quad (A.66)$$

$$z_{cwi}\hat{k} = \left(\frac{h_c + 2l_{jb1} - h_{cwi}}{2} \right) \hat{k}; \quad (A.67)$$

Nas Equações (A.64) a (A.67), l_{jb1} e l_{jb2} são os comprimentos dos mancais principal e secundário, respectivamente, e h_c , h_{rot} , h_{cws} e h_{cwi} são as alturas do cilindro, rotor, contrapeso superior e contrapeso inferior.

A partir das forças obtidas nas Equações (A.60) a (A.63), calculam-se a magnitude e o ângulo de direção das forças atuantes nos mancais principal e secundário a partir de:

$$F_{jb1} = \sqrt{(F_{jb1}\hat{i})^2 + (F_{jb1}\hat{j})^2}; \quad (A.68)$$

$$\theta_{F_{jb1}} = \arctg \left(\frac{F_{jb1}\hat{i}}{F_{jb1}\hat{j}} \right); \quad (A.69)$$

$$F_{jb2} = \sqrt{(F_{jb2}\hat{i})^2 + (F_{jb2}\hat{j})^2}; \quad (A.70)$$

$$\theta_{F_{jb2}} = \arctg \left(\frac{F_{jb2}\hat{i}}{F_{jb2}\hat{j}} \right). \quad (\text{A.71})$$

Os momentos de fricção nos mancais são avaliados através da equação de Petrov (Hamrock, 2004). Esta equação é aplicada para casos em que o eixo gira concentricamente no interior do mancal, mas fornece resultados satisfatórios também em situações em que a razão de excentricidade do mancal ($\varepsilon = e/\delta$) é menor que 0,5. Os momentos de fricção para os mancais principal e secundário são calculados a partir das seguintes expressões:

$$M_{jb1} = \frac{\mu 2\pi l_{jb1} R_{jb1}^3 \omega}{\delta_{jb1}}; \quad (\text{A.72})$$

$$M_{jb2} = \frac{\mu 2\pi l_{jb2} R_{jb2}^3 \omega}{\delta_{jb2}}; \quad (\text{A.73})$$

onde δ_{jb1} e δ_{jb2} são as folgas nominais nos mancais principal e secundário respectivamente.

A.4 MANCAIS

A partir das forças nos mancais, pode-se calcular as forças resultantes no eixo e a sua posição instantânea no interior dos mancais. As forças que atuam sobre o eixo (F_{sh1} , F_{sh2} e $F_{sh,ec}$) são as reações das forças resultantes nos mancais (F_{jb1} , F_{jb2} e F_{ec}), possuindo assim mesmas magnitudes e sentidos opostos.

Para facilitar a identificação das forças agindo nos componentes do compressor, as forças resultantes no eixo serão definidas por:

$$F_{sh1} = -F_{jb1}; \quad (\text{A.74})$$

$$F_{sh2} = -F_{jb2}; \quad (\text{A.75})$$

$$F_{sh,ec} = -F_{ec}; \quad (\text{A.76})$$

Os vetores posição das aplicações destas forças coincidem com os vetores posição das aplicações das forças resultantes nos mancais. Os ângulos de direção das forças atuantes no eixo, por terem sentidos opostos às forças resultantes nos mancais, sofrem uma defasagem de 180° com relação aos ângulos de direção das forças atuantes nos mancais, e são calculados de:

$$\theta_{F_{sh1}} = \theta_{F_{jb1}} + \pi; \quad (\text{A.77})$$

$$\theta_{F_{sh2}} = \theta_{F_{jb2}} + \pi; \quad (\text{A.78})$$

$$\theta_{F_{sh,ec}} = \theta_{F_{ec}} + \pi; \quad (\text{A.79})$$

A obtenção da posição instantânea do eixo no interior dos mancais é obtida a partir da Equação de Reynolds para lubrificação. Para mancais com movimento apenas tangencial, esta expressão apresenta a seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu V \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t}; \quad (\text{A.80})$$

onde h é a espessura do filme de lubrificante. A obtenção desta equação adota as seguintes hipóteses: (i) lubrificante é um fluido newtoniano, (ii) escoamento laminar, (iii) fluido com inércia insignificante, (iv) viscosidade constante e (v) pressão constante através do filme de fluido.

A Equação (A.80) é resolvida para a condição de regime permanente ($\partial h / \partial t = 0$), ou seja:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu V \frac{\partial h}{\partial x}; \quad (\text{A.81})$$

Existem diversas maneiras de resolver a Equação (A.81). No código adotado no presente trabalho, dois procedimentos podem ser adotados, dependendo da relação entre o comprimento e o diâmetro do mancal analisado. O mancal principal, cujo comprimento é mais de duas vezes maior que o diâmetro, é considerado longo, e a Equação (A.81) é resolvida através da Solução de Sommerfeld. O mancal secundário e o mancal do excêntrico possuem comprimento menor que o diâmetro, por isso são considerados curtos, e a Equação (A.81) é resolvida através da Solução de Ocvirk.

Na solução de mancais longos assume-se que a pressão é constante ao longo do eixo do mancal ($\partial p / \partial z = 0$), portanto, a expressão a ser resolvida possui a seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) = 6\mu V \frac{\partial h}{\partial x}; \quad (\text{A.82})$$

Integrando e aplicando as condições de contorno convenientes à Equação (A.82), obtêm-se as expressões da carga resultante no mancal longo

$$F_{jb1} = \frac{12\pi\mu\omega l_{jb1} R_{jb1}^3}{\delta_{jb1}^2} \left(\frac{\varepsilon_{jb1}}{(2 + \varepsilon_{jb1}^2) \sqrt{1 - \varepsilon_{jb1}^2}} \right); \quad (\text{A.83})$$

e do ângulo entre o vetor resultante desta carga e a linha de centro deste mancal, chamado de ângulo de posição da carga,

$$\Phi_{jb1} = 90^\circ; \quad (\text{A.84})$$

O desenvolvimento associado ao mancal principal até a obtenção das Equações (A.83) e (A.84) é detalhado em Hamrock (2004).

No caso de mancais curtos, assume-se que o gradiente de pressão na direção longitudinal do mancal é muito maior que o gradiente de pressão na direção radial, ou seja:

$$\frac{\partial p}{\partial z} \gg \frac{\partial p}{\partial x}. \quad (\text{A.85})$$

Portanto, para mancais curtos, a Equação (A.81) assume a seguinte forma:

$$\frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu V \frac{\partial h}{\partial x}; \quad (\text{A.86})$$

Integrando e aplicando as condições de contorno convenientes a esta expressão, obtêm-se expressões da carga resultante no mancal curto e do ângulo de posição desta carga, representadas pelas Equações (A.87) a (A.90). O desenvolvimento destas expressões pode também ser acessado em Hamrock (2004).

$$F_{jb2} = \frac{\pi\mu\omega R_{jb1} l_{jb1}^3}{4\delta_{jb2}^2} \left(\frac{\varepsilon_{jb2} \sqrt{0,62\varepsilon_{jb2}^2 + 1}}{(1 - \varepsilon_{jb2}^2)^2} \right); \quad (\text{A.87})$$

$$\Phi_{jb2} = \arctg \left(\frac{\pi \sqrt{1 - \varepsilon_{jb2}^2}}{4 \varepsilon_{jb2}} \right); \quad (\text{A.88})$$

$$F_{ec} = \frac{\pi\mu\omega R_{ec} l_{ec}^3}{4\delta_{ec}^2} \left(\frac{\varepsilon_{ec} \sqrt{0,62\varepsilon_{ec}^2 + 1}}{(1 - \varepsilon_{ec}^2)^2} \right); \quad (\text{A.89})$$

$$\Phi_{ec} = \arctg \left(\frac{\pi \sqrt{1 - \varepsilon_{ec}^2}}{4 \varepsilon_{ec}} \right); \quad (\text{A.90})$$

Como visto nas seções A.2 e A.3, os carregamentos nos mancais primário, secundário e do excêntrico são conhecidos, pois foram calculados nas Equações (A.68), (A.70) e (A.52), respectivamente. A partir dos valores destes carregamentos e das Equações (A.83), (A.87) e (A.89) obtêm-se as razões de excentricidade do eixo em cada um dos mancais, através de um processo iterativo.

Conhecendo-se os valores das razões de excentricidade dos mancais secundário e do excêntrico (ε_{jb2} e ε_{ec}), resolvidos pela teoria de mancais curtos, é possível calcular os ângulos de posição das cargas aplicadas a estes mancais (Φ_{jb2} e Φ_{ec}) através das Equações (A.88) e (A.90), respectivamente.

A partir dos ângulos de posição das cargas e dos ângulos de direção das forças resultantes no eixo, calcula-se a posição angular da razão de excentricidade do eixo no interior de cada mancal, de acordo com as Equações (A.91) a (A.93), definindo assim a posição do eixo no interior de cada mancal.

$$\theta_{\varepsilon_{jb1}} = \Phi_{jb1} + \theta_{F_{sh1}}; \quad (\text{A.91})$$

$$\theta_{\varepsilon_{jb2}} = \Phi_{jb2} + \theta_{F_{sh2}}; \quad (\text{A.92})$$

$$\theta_{\varepsilon_{ec}} = \Phi_{ec} + \theta_{F_{sh,ec}}; \quad (\text{A.93})$$

A.5 BALANÇO DE MOMENTO NO PISTÃO ROLANTE

O balanço de momento no pistão rolante permite avaliar a velocidade angular do pistão rolante e a velocidade relativa entre a ponta da palheta e o pistão rolante.

A partir das forças e momentos indicados na Figura A.7, o balanço de momento do pistão rolante assume a seguinte forma:

$$I_r \dot{\omega}_r = -M_{rmc} - M_{rb} - M_{rc,r} + M_{re}; \quad (A.94)$$

onde I_r e $\dot{\omega}_r$ são o momento de inércia e a aceleração angular do pistão rolante, e M_{rmc} , M_{rb} , M_{re} , e $M_{rc,r}$ são os momentos agindo no pistão rolante e são explicados a seguir.

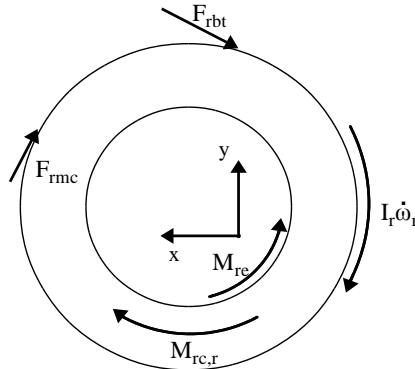


Figura A.7: Momentos atuantes no pistão rolante.

Os momentos causados pela força tangencial na folga mínima (M_{rmc}) e pela força tangencial devido ao contato entre a palheta e o pistão rolante (M_{rb}) são calculados, respectivamente, através das seguintes expressões:

$$M_{rmc} = R_r F_{rmc}; \quad (A.95)$$

$$M_{rb} = R_r F_{rbt}; \quad (A.96)$$

O momento gerado pela força hidrodinâmica entre pistão rolante e excêntrico (M_{re}) é calculado através da Equação (A.97). Esta expressão é válida para razões de excentricidade menor que 0,5.

$$M_{re} = \frac{2\pi\mu R_{ec}^3 h_{ec}}{\delta_{ec}} (\omega - \omega_r); \quad (A.97)$$

onde R_{ec} , h_{ec} e δ_{ec} são, respectivamente, o raio, a altura e a espessura da folga nominal do excêntrico.

Existem dois momentos distintos atuando nas faces do pistão rolante: um devido à rotação do pistão rolante em torno do seu próprio eixo ($M_{rc,r}$) e um devido ao movimento orbital do pistão rolante em torno do eixo de simetria do cilindro ($M_{rc,o}$). Ambos são avaliados considerando-se lubrificação hidrodinâmica entre dois discos paralelos, onde um encontra-se parado e o outro girando, resultando nas seguintes expressões:

$$M_{rc,r} = \frac{2\pi\mu(R_r^4 - R_{ri}^4)\omega_r}{\delta_{rc}}; \quad (A.98)$$

$$M_{rc,o} = \frac{\pi\mu(R_r^2 - R_{ri}^2)e^2\omega}{\delta_{rc}}; \quad (A.99)$$

Substituindo as Equações (A.95) a (A.98) na Equação (A.94) e assumindo um valor inicial para a velocidade angular do pistão rolante (ω_r), pode-se calcular a aceleração angular do pistão rolante ($\dot{\omega}_r$). Posteriormente, calcula-se a nova velocidade angular do pistão rolante através da integração no tempo desta aceleração angular, de acordo com a Equação (A.100).

$$\omega_r = \int \dot{\omega}_r dt; \quad (A.100)$$

A velocidade relativa entre a palheta e o pistão rolante (v_{rbr}) é calculada de acordo com

$$v_{rbr} = R_r\omega_r + e\omega \frac{\cos\theta}{\cos\alpha}; \quad (A.101)$$

conforme detalhado em Krueger (1988).

APÊNDICE B – ÁREAS EFETIVAS - EQUAÇÕES REGREDIDAS

O objetivo deste apêndice é apresentar os resultados de coeficientes de área efetiva obtidos de simulações com o código *Ansys CFX* e as correlações, obtidas a partir desses resultados com o auxílio do código *Eureqa*, que foram implementadas no modelo de simulação do compressor rotativo.

B.1 ÁREA EFETIVA DE ESCOAMENTO NA SUCÇÃO

Nesta seção são apresentadas as equações utilizadas na regressão da curva referente ao coeficiente da área efetiva de escoamento no processo de sucção em função da posição angular do pistão rolante. Na Figura B.1 são mostrados os pontos obtidos a partir das simulações com o código *Ansys CFX* e a curva regredida a partir dos mesmos.

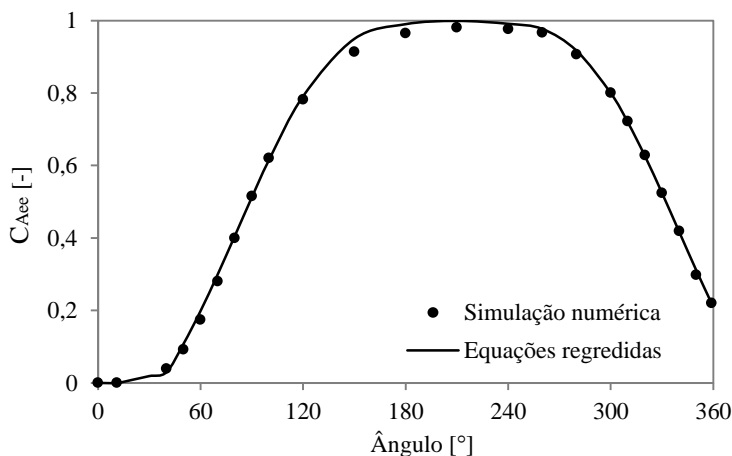


Figura B.1: Regressão da curva dos coeficientes da área efetiva de escoamento na sucção.

Para minimizar a diferença entre os valores dos coeficientes obtidos a partir das simulações com o código *Ansys CFX* e através da correlação a ser usada no modelo de simulação do compressor, representou-se esta curva utilizando três equações, em função da faixa de posição angular do pistão rolante.

No intervalo $0^\circ \leq \theta < 12^\circ$, a câmara de sucção ainda não entrou em contato com o orifício de sucção e o coeficiente da área efetiva do escoamento é zero. Portanto:

$$C_{A_{ee}} = 0; \quad (B.1)$$

Para $12^\circ \leq \theta < 40^\circ$, grande parte do orifício de sucção é coberto pelo pistão rolante e a curva do coeficiente da área efetiva de escoamento é avaliada da seguinte expressão:

$$C_{A_{ee}} = c_1 + c_2\theta; \quad (B.2)$$

Por fim, para $40^\circ \leq \theta < 360^\circ$, onde o pistão rolante exerce menos influência sobre o escoamento, a curva do coeficiente da área efetiva de escoamento é obtida da seguinte expressão:

$$C_{A_{ee}} = \text{sen}(c_3 + c_4 \cos(c_5\theta)); \quad (B.3)$$

Os valores das constantes (c_i) apresentadas nas Equações B.2 e B.3 são mostrados na Tabela B.1.

Tabela B.1: Coeficientes das Equações B.2 e B.3.

Constante	Valor
c_1	$-1,260 \cdot 10^{-2}$
c_2	$6,021 \cdot 10^{-2}$
c_3	2,413
c_4	$8,453 \cdot 10^{-1}$
c_5	$-8,548 \cdot 10^{-1}$

B.2 ÁREA EFETIVA DE ESCOAMENTO NA DESCARGA

A correlação do coeficiente da área efetiva de escoamento na descarga é expressa em função da posição angular do pistão rolante (θ) e da abertura da válvula (x_v). Na Figura B.2 são mostrados os pontos obtidos a partir das simulações e as curvas regredidas a partir destes pontos.

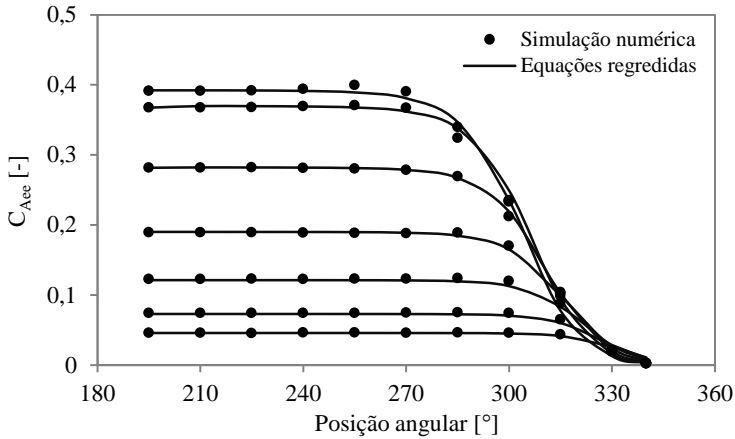


Figura B.2: Regressão das curvas dos coeficientes da área efetiva de escoamento na descarga.

Utilizou-se apenas uma equação para representar os coeficientes pontuais obtidos a partir das simulações numéricas do escoamento, a qual assume a seguinte forma:

$$C_{Aee} = \frac{c_1 x_v}{c_2 + c_3 x_v^2 + c_4 x_v^{3/2} e^{c_5 \theta^3}}; \quad (B.4)$$

onde os valores dos coeficientes (c_i) são indicados na Tabela B.2.

Tabela B.2: Coeficientes da Equação B.4.

Constante	Valor
c_1	$4,141 \cdot 10^1$
c_2	$8,995 \cdot 10^1$
c_3	$3,028 \cdot 10^1$
c_4	$5,487 \cdot 10^{-4}$
c_5	$7,995 \cdot 10^{-2}$

B.3 ÁREA EFETIVA DE FORÇA NA DESCARGA

Da mesma forma como para a área efetiva de escoamento, a correlação para o coeficiente da área efetiva de força na descarga deve ser uma função da posição angular do pistão rolante (θ) e da abertura da válvula (x_v). Na Figura B.3 são mostrados os pontos obtidos a partir das simulações e as curvas regredidas a partir destes pontos.

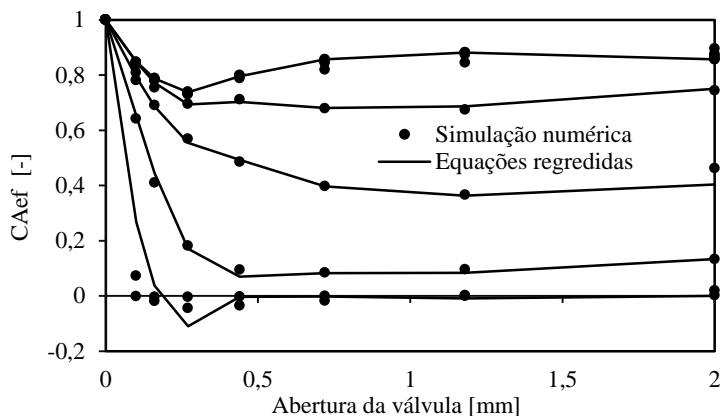


Figura B.3: Regressão das curvas dos coeficientes da área efetiva de força na descarga.

A obtenção de uma correlação para a área efetiva de força é uma tarefa mais complexa, requerendo a combinação de cinco equações para efetuar a regressão das onze posições angulares simuladas para cada uma das sete aberturas da válvula, mostradas na Figura 6.4. Abaixo, apresentam-se essas equações de acordo com o intervalo de posição angular do ciclo de compressão .

i) $195^{\circ} \leq \theta < 277,5^{\circ}$:

$$C_{A_{ef}} = c_1 + c_2 x_v + c_3 x_v^2 + c_4 x_v^3 + c_5 x_v^4 + c_6 x_v^5 + c_7 x_v^6 + c_8 x_v^7; \quad (B.5)$$

onde os valores dos coeficientes (c_i) são mostrados na Tabela B.3.

Tabela B.3: Coeficientes da Equação B.5.

Constante	Valor
c_1	$9,784 \cdot 10^{-1}$
c_2	$-1,310$
c_3	$-1,198$
c_4	$1,513 \cdot 10^1$
c_5	$-1,933 \cdot 10^1$
c_6	$-3,495$
c_7	$1,315 \cdot 10^1$
c_8	$-4,297$

ii) $277,5^\circ \leq \theta < 292,5^\circ$:

$$C_{A_{ef}} = c_1 + c_2 x_v + c_3 x_v^2 + c_4 x_v^3 + c_5 x_v^4 + c_6 x_v^5 + c_7 x_v^6 + c_8 x_v^7; \quad (\text{B.6})$$

onde os valores dos coeficientes (c_i) são mostrados na Tabela B.4.

Tabela B.4: Coeficientes da Equação B.6.

Constante	Valor
c_1	$9,994 \cdot 10^{-1}$
c_2	$-1,521$
c_3	$-1,287$
c_4	$1,507 \cdot 10^1$
c_5	$-1,835 \cdot 10^1$
c_6	$-3,402$
c_7	$1,324 \cdot 10^1$
c_8	$-4,354$

iii) $292,5^\circ \leq \theta < 307,5^\circ$:

$$C_{A_{ef}} = c_1 + c_2 x_v + c_3 x_v^2 + c_4 x_v^3 + c_5 x_v^4 + c_6 x_v^5 + c_7 x_v^6 + c_8 x_v^7; \quad (\text{B.7})$$

onde os valores dos coeficientes (c_i) são mostrados na Tabela B.5.

Tabela B.5: Coeficientes da Equação B.7.

Constante	Valor
c_1	$9,999 \cdot 10^{-1}$
c_2	$-2,082$
c_3	$-1,176$
c_4	$1,523 \cdot 10^1$
c_5	$-1,827 \cdot 10^1$
c_6	$-3,474$
c_7	$1,318 \cdot 10^1$
c_8	$-4,325$

iv) $307,5^\circ \leq \theta < 322,5^\circ$:

$$C_{A_{ef}} = c_1 + c_2 x_v + c_3 x_v^2 + c_4 x_v^3 + c_5 x_v^4 + c_6 x_v^5 + c_7 x_v^6 + c_8 x_v^7; \quad (\text{B.8})$$

onde os valores dos coeficientes (c_i) são mostrados na Tabela B.6.

Tabela B.6: Coeficientes da Equação B.8.

Constante	Valor
c_1	1,000
c_2	-2,951
c_3	-9,350
c_4	$4,628 \cdot 10^1$
c_5	$-5,050 \cdot 10^1$
c_6	-1,642
c_7	$2,526 \cdot 10^1$
c_8	-8,470

v) $322,5^\circ \leq \theta < 360^\circ$:

$$C_{A_{ef}} = c_1 + c_2 x_v + c_3 x_v^2 + c_4 x_v^3 + c_5 x_v^4 + c_6 x_v^5 + c_7 x_v^6 + c_8 x_v^7; \quad (\text{B.9})$$

onde os valores dos coeficientes (c_i) são mostrados na Tabela B.7.

Tabela B.7: Coeficientes da Equação B.9.

Constante	Valor
c_1	$-9,979 \cdot 10^{-1}$
c_2	-9,876
c_3	$2,829 \cdot 10^1$
c_4	$-2,528 \cdot 10^1$
c_5	-4,259
c_6	$1,129 \cdot 10^1$
c_7	$-1,507 \cdot 10^{-1}$
c_8	-1,373